Problemas
de termotransferencia

E. A. Krasnoschiokov, A. S. Sukomiel

ИЗДАТЕЛЬСТВО МИР

Задачник по теплопередаче

Е. А. Краснощеков,
А. С. Сукомел

Издательство «Энергия» Москва

Problemas de termotransferencia

E. A. Krasnoschiokov,
A. S. Sukomiel

Traducido del ruso por el ingeniero
Virgilio Llanos Más

Editorial Mir Moscú

Impreso en la URSS. 1977

© Издательство «Энергия». 1975
© Traducción al español. Editorial Mir. 1977

На испанском языке

ÍNDICE

Prólogo 7

Lista de las designaciones fundamentales 8

Capítulo primero. Conductibilidad térmica en el régimen estacionario . . 9

Capítulo segundo. Conductibilidad térmica en el régimen no estacionario 45

Capítulo tercero. Elaboración de los datos experimentales mediante el método de la teoría de la semejanza 63

Capítulo cuarto. Termotransferencia durante el contorneo longitudinal forzado de una superficie plana 71

Capítulo quinto. . Termotransferencia y resistencia hidráulica durante el movimiento forzado de un fluido por un tubo 79

Capítulo sexto. Termotransferencia durante el contorneo forzado transversal de un cilindro y de un haz de tubos 157

Capítulo séptimo. Termotransferencia durante el movimiento libre del fluido 173

Capítulo octavo. Termotransferencia durante la condensación de vapor 182

Capítulo noveno. Termotransferencia durante la ebullición de un líquido 204

Capítulo décimo. Intercambio de calor por radiación entre cuerpos sólidos separados por ambiente transparente 217

Capítulo undécimo. Intercambio de calor por radiación en un medio absorbente 244

Capítulo duodécimo. Cálculo térmico de los aparatos intercambiadores de calor 253

Apéndices 297

Literatura 327

PRÓLOGO

La energética, rama de la técnica que se desarrolla rápidamente, presenta exigencias elevadas a los ingenieros y colaboradores científicos ocupados en el estudio, proyección y explotación de las instalaciones termotécnicas.

Entre las asignaturas científico-técnicas que participan en la formación del futuro especialista termotécnico, la teoría del intercambio térmico ocupa uno de los primeros puestos. En la energética, para efectuar actividades fructíferas científicas de ingeniería, a la par de profundos conocimientos de la teoría se requiere tener hábitos de los métodos de cálculo imprescindibles hoy día.

Los problemas de termotransferencia de este compendio están destinados, en calidad de material didáctico, para los estudiantes de las facultades termotécnicas y centros de enseñanza superior.

En la Unión Soviética el libro fue editado por primera vez en 1963. La presente edición en lengua española es la traducción de la tercera edición modificada y aumentada aparecida en 1975. Los problemas están seleccionados de acuerdo al programa del curso "Termotransferencia" para las especialidades termotécnicas de los centros de enseñanza superior y facultades energéticas y abarcan todas las secciones de dicho programa. Una parte considerable de los problemas puede ser utilizada en el curso "Procesos de intercambio térmico en las instalaciones energéticas nucleares". Los datos de los problemas y sus soluciones se basan en las últimas investigaciones de los procesos del intercambio térmico y explican el significado físico de dichos procesos.

En el libro se exponen las fórmulas de cálculo que son necesarias y se dan explicaciones detalladas para su empleo. Todos los problemas tienen sus respuestas y, como regla general, el primero de cada grupo de problemas que requieren una metodología de cálculo semejante o la utilización de las mismas fórmulas, se resuelve en forma detallada. En los apéndices hay material de información suficiente para la solución de todos los problemas que se ofrecen.

El libro está escrito en forma de material didáctico para los estudiantes y puede ser útil a los colaboradores científicos e ingenieros al efectuar cálculos termotécnicos.

E. Krasnoschiokov
A. Sukomiel

LISTA DE LAS DESIGNACIONES FUNDAMENTALES

r, R—radio, m;
d, D—diámetro, m;
l, L—longitud, m;
δ—espesor, m;
h, H—altura, m;
u—perímetro, m;
F—superficie, m^2;
f—área de la sección transversal, m^2;
τ—tiempo, h, s;
t—temperatura, °C;
T—temperatura, K;
Δt—carga de temperatura, °C;
δt—variación de la temperatura del fluido en la dirección de su movimiento, °C;
p—presión, Pa;
Δp—salto de presión, Pa;
G—gasto de fluido, kg/s;
w—velocidad, m/s;
Q—flujo calorífico, W;
q—densidad del flujo calorífico, W/m^2;
q_l—flujo calorífico por unidad de longitud, W/m;
q_v—densidad volumétrica del desprendimiento de calor, W/m^3;
α—coeficiente de traspaso de calor, $W/(m^2 \cdot °C)$;
k—coeficiente de transmisión térmica, $W/(m^2 \cdot °C)$;
C—coeficiente de emisión, $W/(m^2 \cdot K^4)$;
ε—grado de negrura;
E—capacidad emisiva, W/m^2;
λ—coeficiente de conductibilidad térmica, $W/(m \cdot °C)$;
c—calor específico, $J/(kg \cdot °C)$;
r—calor de vaporización, J/kg;
i—entalpía, J/kg;
ρ—densidad, kg/m^3;
a—coeficiente de conductibilidad de la temperatura, m^2/s;
μ—coeficiente dinámico de viscosidad, Pa·s;
ν—coeficiente cinemático de viscosidad, m^2/s;
β—coeficiente de dilatación volumétrica, K^{-1};
g—aceleración de caída libre, m/s^2.

CAPÍTULO PRIMERO

Conductibilidad térmica en el régimen estacionario

1-1 Calcular la densidad del flujo calorífico a través de una pared homogénea plana cuyo espesor es considerablemente inferior a su anchura y altura cuando la pared es: a) de acero ($\lambda = 40$ W/(m·°C); b) de hormigón ($\lambda = 1{,}1$ W/(m·°C); c) de ladrillo de diatomita ($\lambda = 0{,}11$ W/(m·°C).

En los tres casos el espesor de la pared es $\delta = 50$ mm. Las temperaturas en las superficies de la pared se mantienen constantes:

$$t_{c1} = 100°C \text{ y } t_{c2} = 90°C.$$

Respuesta

Para la pared de acero $q = 8\,000$ W/m²;
para la pared de hormigón $q = 220$ W/m²;
para la pared de ladrillo de diatomita $q = 22$ W/m².

1-2. La densidad del flujo calorífico a través de una pared plana con espesor $\delta = 50$ mm es $q = 70$ W/m².

Calcular la diferencia de temperaturas en las superficies de la pared y los valores numéricos del gradiente de temperatura en la pared cuando ésta es: a) de latón ($\lambda = 70$ W/(m·°C)); b) de ladrillo rojo ($\lambda = 0{,}7$ W/(m·°C)); de corcho ($\lambda = 0{,}07$ W/(m·°C)).

Respuesta

Para la pared de latón $\Delta t = 0{,}05°C$ y $|\text{gradt}| = 1°C/m$;
para la pared de ladrillo $\Delta t = 5°C$ y $|\text{gradt}| = 100°C/m$;
para la pared de corcho $\Delta t = 50°C$ y $|\text{gradt}| = 1000°C/m$.

1-3. Hallar la pérdida de calor Q, en W, a través de una pared de ladrillo rojo con longitud $l = 5$ m, altura $h = 4$ m y espesor $\delta = 0{,}250$ m si en las superficies de la pared se mantienen las temperaturas $t_{c1} = 110°C$ y $t_{c2} = 40°C$. El coeficiente de conductibilidad térmica del ladrillo rojo es $\lambda = 0{,}70$ W/(m·°C).

Respuesta

Las pérdidas de calor son $Q = 3920$ W.

1-4. Hallar el coeficiente de conductibilidad térmica del material de una pared sabiendo que, cuando su espesor es $\delta = 40$ mm y la diferencia de las temperaturas en las superficies es $\Delta t = 20°C$, la densidad del flujo calorífico es $q = 145$ W/m².

Respuesta

El coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda = 0{,}29$ W/(m·°C).

1-5. Se requiere aislar una superficie plana de tal forma que las pérdidas de calor de una unidad de su superficie por unidad de tiempo no excedan de 450 W/m². La temperatura de la superficie debajo del aislamiento es $t_{c1} = 450$°C, la temperatura de la superficie exterior del aislamiento es $t_{c2} = 50$°C.

Calcular el espesor del aislamiento para dos casos:

a) el aislamiento es de sovelita, para el que

$$\lambda = 0{,}09 + 0{,}0000874t, \text{ W/(m·°C)};$$

b) el aislamiento es de asbotermita, para el que

$$\lambda = 0{,}109 + 0{,}000146t, \text{ W/(m·°C)}.$$

Respuesta

a) $\delta = 100$ mm;
b) $\delta = 130$ mm.

1-6. Una pared plana está construida con ladrillo de chamota y su espesor es $\delta = 250$ mm. Las temperaturas de sus superficies son: $t_{c1} = 1350$°C y $t_{c2} = 50$°C. El coeficiente de conductibilidad térmica del ladrillo de chamota es función de la temperatura, $\lambda = 0{,}838(1 + 0{,}0007t)$ W/(m·°C).

Calcular y representar en escala la distribución de la temperatura en la pared.

Respuesta

x, mm	0	50	100	125	150	200	225	250
t, °C	1350	1145	920	800	670	390	230	50

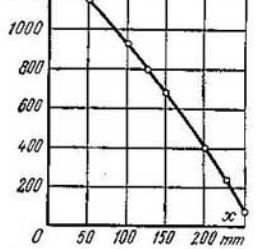

Fig. 1-1. Para el problema 1-6

La distribución de la temperatura en la pared se expone en la fig. 1-1.

Solución

En caso de dependencia lineal entre el coeficiente de conductibilidad térmica y la temperatura la densidad del flujo calorífico

$$q = \frac{\lambda_{med}}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}), \text{ en W/m}^2,$$

donde $\lambda_{med} = \lambda_0\left(1 + \beta_\lambda \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2}\right)$, en W/(m·°C).

En el caso que examinamos

$$\lambda_{med} = 0{,}838\left(1 + 0{,}0007\,\frac{1350 + 50}{2}\right) = 1{,}25 \text{ W/(m·°C)}$$

y

$$q = \frac{1{,}25}{0{,}25}(1350 - 50) = 6500 \text{ W/m}^2.$$

La temperatura a cualquier distancia x de la superficie de la pared se calcula por la fórmula

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{\beta_\lambda} + t_{c1}\right)^2 - \frac{2qx}{\lambda_0 \beta_\lambda}} - \frac{1}{\beta_\lambda}, \text{ en °C.}$$

Poniendo el valor conocido de λ_0 y el valor hallado de q obtenemos

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{0,0007} + 1350\right)^2 - \frac{2 \cdot 6500x}{0,838 \cdot 0,0007}} - \frac{1}{0,0007},$$

de donde

$$t_x = (\sqrt{7,74 - 22,2x} - 1,43) \cdot 10^3, \text{ °C.}$$

Sustituyendo en la ecuación obtenida los valores de x, expresados en metros, hallaremos los valores respectivos de la temperatura de la pared.

1-7. Las temperaturas en las superficies de una pared de chamota cuyo espesor $\delta = 200$ mm son: $t_{c1} = 1000$°C y $t_{c2} = 200$°C. El coeficiente de conductibilidad térmica de la chamota varía en función de la temperatura según la ecuación

$$\lambda = 0,813 + 0,000582t, \text{ W/(m·°C).}$$

Demostrar que la densidad del flujo calorífico q, en W/m², cuando la dependencia entre el coeficiente de conductibilidad térmica y la temperatura es lineal, puede ser calculada por la fórmula para el coeficiente constante de conductibilidad térmica elegido para la temperatura media de la pared.

Hallar el error al determinar la temperatura en los puntos $x = 57,5$ mm; 110 mm; 157,5 mm si los cálculos se efectúan con el valor medio del coeficiente de conductibilidad térmica para el intervalo dado de temperaturas, y construir la gráfica de distribución de la temperatura en la pared.

Respuesta

$$q = 4650 \text{ W/m}^2.$$

t_x, °C	x, mm	0	57,5	110	157,5	200
	$\lambda = \lambda_{med} = \text{const}$	1 000	770	560	370	200
	$\lambda = 0,813 + 5,82 \cdot 10^{-4} t$	1 000	800	600	400	200

La distribución de la temperatura en la pared se expone en la fig. 1-2.

1-8. La pared plana de un tanque con área $F = 5 m^2$ está cubierta con aislamiento térmico de dos capas. La pared del tanque es de acero con espesor $\delta_1 = 8$ mm y coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda_1 = 46{,}5$ W/(m·°C). La primera capa del aislamiento es de novoasbozurita con espesor $\delta_2 = 50$ mm y el coeficiente de conductibilidad térmica de ésta se determina por la ecuación

$$\lambda_2 = 0{,}144 + 0{,}00014t \text{ W/(m·°C)}.$$

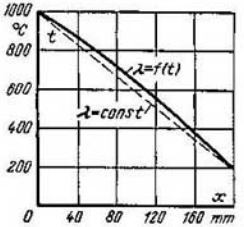

Fig. 1-2. Para el problema 1-7

La segunda capa del aislamiento, con espesor $\delta = 10$ mm, es un enlucido (de mortero de cal) cuyo coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda_3 = 0{,}698$ W/(m²×°C).

La temperatura de la superficie interna de la pared del tanque es $t_{c1} = 250$°C y la de la superficie exterior del aislamiento es $t_{c4} = 50$°C.

Calcular la cantidad de calor que se transmite a través de la pared, las temperaturas en los términos de las capas del aislamiento y construir el gráfico de distribución de la temperatura.

Respuesta

El flujo calorífico a través de la pared es $Q = 3170$ W; las temperaturas en los términos de las capas del aislamiento son $t_{c2} = 249{,}9$°C y $t_{c3} = 59$°C.

1-9. El revestimiento de un horno se compone de capas de ladrillos rojos y de chamota entre las que existe un relleno de diatomita (fig. 1-3). El espesor de la capa de chamota es $\delta_1 = 120$ mm, el del relleno es $\delta_2 = 50$ mm y el del ladrillo rojo es $\delta_3 = 250$ mm. Los coeficientes de conductibilidad térmica de los materiales son, respectivamente:

$$\lambda_1 = 0{,}93;\ \lambda_2 = 0{,}13$$
$$\text{y } \lambda_3 = 0{,}7 \text{ W/(m·°C)}.$$

¿Cuál debe ser el espesor de la capa de ladrillo rojo δ_3 para que si renunciamos del relleno de diatomita, no varíe el flujo calorífico a través del revestimiento?

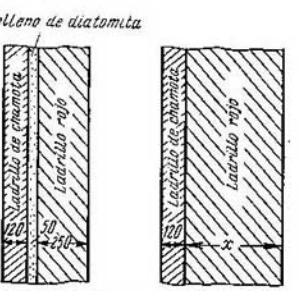

Fig. 1-3. Para el problema 1-9

Respuesta

El espesor de la capa de ladrillo rojo debe ser igual a 500 mm.

1-10. La pared del hogar sin protección de una caldera de vapor está fabricada de chamota alveolada con espesor $\delta_1 = 125$ mm

y de una capa de ladrillo rojo cuyo espesor es $\delta_2 = 500$ mm. Las capas están bien ajustadas entre sí. La temperatura en la superficie interior del hogar es $t_{c1} = 1100°C$ y en la superficie exterior $t_{c4} = 50°C$ (fig. 1-4). El coeficiente de conductibilidad térmica de la chamota alveolada es $\lambda_1 = 0{,}28 + 0{,}00023t$, y el del ladrillo rojo $\lambda_2 = 0{,}7$ W/(m·°C).

Calcular las pérdidas de calor a través de 1 m² de la pared del hogar y la temperatura en la superficie de contacto de las capas.

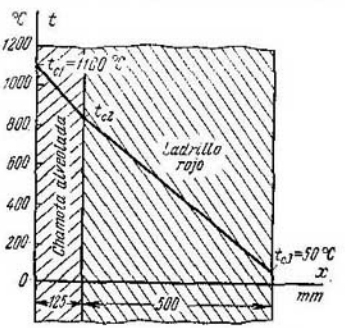

Fig. 1-4. Para el problema 1-10

Respuesta

Las pérdidas térmicas de calor son $q = 1090$ W/m². La temperatura en la superficie de contacto de las capas es $t_{c2} = 828°C$.

1-11. Se ha decidido disminuir en 2 veces el espesor de la capa de ladrillo rojo del revestimiento del hogar examinado en el problema 1-10 y poner entre las capas un relleno de migajas de diatomita (fig. 1-5), cuyo coeficiente de conductibilidad térmica

$$\lambda = 0{,}113 + 0{,}00023t,$$

en W/(m·°C).

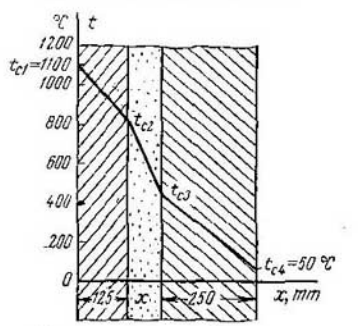

Fig. 1-5. Para el problema 1-11

¿Cuál debe ser el espesor del relleno de diatomita para que las pérdidas de calor permanezcan invariables cuando las temperaturas en las superficies exteriores de la pared son las mismas que en el problema 1-10?

Respuesta

El espesor del relleno de diatomita debe ser $\delta = 94$ mm.

Solución

Puesto que las pérdidas de calor $q = 1090$ W/m² deben permanecer invariables, la temperatura en la superficie de contacto del relleno de diatomita con el ladrillo rojo se halla mediante la fórmula

$$t_{c3} = t_{c1} + q\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 50 + 1090\frac{0{,}25}{0{,}7} = 439°C.$$

El valor medio del coeficiente de conductibilidad térmica del relleno de diatomita se hallará por la ecuación

$$\lambda_{med} = a + b\frac{t_{c1}+t_{c2}}{2} = 0{,}113 + 0{,}00023\left(\frac{828+439}{2}\right) = 0{,}259 \text{ W/(m·°C)}.$$

Entonces el espesor del relleno será igual a:

$$\delta = \frac{\Delta t_{rell}}{q}\lambda_{med} = \frac{828-439}{1090}0{,}259 = 0{,}0936 \text{ m}; \quad \delta \approx 94 \text{ mm}.$$

1-12. Las paredes de una cámara de secado están hechas de una capa de ladrillo rojo cuyo espesor $\delta_1 = 250$ mm y de una capa de fieltro de hilacha. Las temperaturas en las superficies exteriores de la capa de ladrillo y de la capa de fieltro son, respectivamente, $t_{c1} = 110$°C y $t_{c3} = 25$°C.

El coeficiente de conductibilidad térmica del ladrillo rojo es $\lambda_1 = 0{,}7$ W/(m·°C) y el del fieltro de hilacha es $\lambda_2 = 0{,}0465$ W/(m·°C).

Calcular la temperatura en la superficie de contacto de las capas y el espesor de la capa de fieltro con la condición de que las pérdidas de calor a través de 1 m² de la pared de la cámara no excedan de $q = 110$ W/m².

Respuesta

La temperatura en la superficie de contacto de las capas es $t_{c2} = 70{,}7$°C. El espesor de la capa de fieltro es $\delta_2 \approx 19$ mm.

1-13. Entre las superficies caliente y fría del aparato para determinar el coeficiente de conductibilidad térmica de los materiales se ha colocado una muestra del material a ensayar (fig. 1-6).

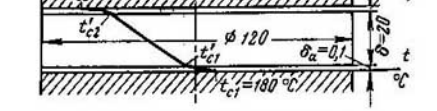

Fig. 1-6. Para el problema 1-13

La muestra tiene forma de disco con diámetro $d = 120$ mm y espesor $\delta = 20$ mm.

Las temperaturas de las superficies caliente y fría son, respectivamente, $t_{c1} = 180$°C y $t_{c2} = 30$°C. Una vez establecido el proceso estacionario el flujo calorífico a través de la muestra es $Q = 50{,}6$ W. Gracias a los calentadores protectores no existen flujos caloríficos radiales.

Debido al mal ajustamiento entre las superficies fría y caliente y la muestra se forman holguras de aire con espesor $\delta_a = 0{,}1$ mm. Calcular el error relativo Δ_λ en la determinación del coeficiente

de conductibilidad térmica si al elaborar los resultados de las mediciones no se toman en consideración las holguras originadas. El coeficiente de conductibilidad térmica del aire en las holguras debe ser referido a las temperaturas t_{c1} y t_{c2} de las respectivas paredes.

Respuesta

El error relativo en la determinación de λ será $\Delta_\lambda \approx 21\%$.

1-14. Calcular las pérdidas de calor a través de la unidad de superficie del revestimiento de ladrillo de una caldera de vapor en la zona de instalación del economizador de agua de alimentación y las temperaturas en las superficies de la pared si el espesor de ésta es $\delta = 250$ mm, la temperatura de los gases es $t_{f1} = 700°C$ y la temperatura del aire en la sala de calderas es $t_{f2} = 30°C$. El coeficiente de traspaso del calor de los gases a la superficie de la pared es $\alpha_1 = 23$ W/(m²·°C) y de la pared al aire $\alpha_2 = 12$ W/(m²·°C). El coeficiente de conductibilidad térmica de la pared es $\lambda = 0{,}7$ W/(m·°C).

Respuesta

Las pérdidas de calor son $q = 1385$ W/m². Las temperaturas en las superficies de la pared son $t_{c1} = 640°C$ y $t_{c2} = 145{,}5°C$.

1-15. Calcular el flujo calorífico a través de 1 m² de la superficie limpia de caldeo de una caldera de vapor y las temperaturas en las superficies de la pared si se fijan las magnitudes siguientes: la temperatura de los gases de humo $t_{f1} = 1000°C$; la temperatura del agua hirviente $t_{f2} = 200°C$; los coeficientes de traspaso de calor de los gases a la pared $\alpha_1 = 100$ W/(m²·°C) y de la pared al agua hirviente $\alpha_2 = 5000$ W/(m²·°C).

El coeficiente de conductibilidad térmica del material de la pared es $\lambda = 50$ W/(m·°C) y el espesor de la pared es $\delta = 12$ mm.

Respuesta

$$q = 76\,500 \text{ W/m}^2.$$

Las temperaturas en las superficies de la pared son $t_{c1} = 235°C$ y $t_{c2} = 215°C$ (fig. 1-7).

1-16. Resolver el problema 1-15 si durante el proceso de explotación la superficie de caldeo de la caldera de vapor, por el lado de los gases de combustión, quedó cubierta de una capa de negro con espesor $\delta_n = 1$ mm [$\lambda_n = 0{,}08$ W/(m·°C)], y por el lado del agua, por una capa de incrustación con espesor $\delta_i = 2$mm [$\lambda_i = 0{,}8$ W/(m·°C)].

Calcular la densidad del flujo calorífico a través de 1 m² de la superficie contaminada de caldeo y las temperaturas en las superficies de las capas respectivas t_{c1}, t_{c2}, t_{c3} y t_{c4} (fig. 1-8). Comparar los resultados del cálculo con la respuesta al problema 1-15 y hallar el decrecimiento de la carga térmica.

Respuesta

La densidad del flujo calorífico es $q = 31\,500$ W/m². Las temperaturas en las superficies de las capas son $t_{c1} = 685$°C, $t_{c2} = 291$°C, $t_{c3} = 283$°C y $t_{c4} = 206$°C.

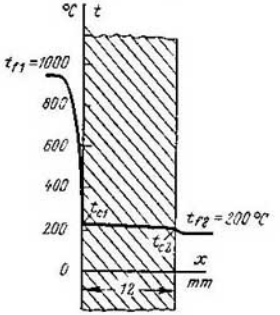

Fig. 1-7. Para el problema 1-15

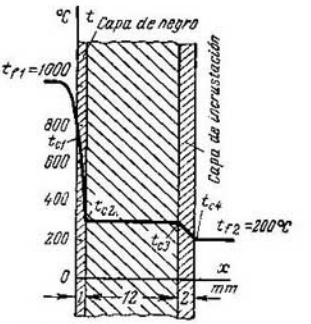

Fig. 1-8. Para el problema 1-16

El decrecimiento de la carga térmica de la superficie de caldeo como resultado de la contaminación es $\Delta q = 58{,}9$ %.

1-17. Calcular el flujo calorífico a través de 1 m² de la pared de un local con espesor de dos ladrillos ($\delta = 510$ mm) cuyo coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda = 0{,}8$ W/(m·°C). La temperatura del aire en el interior del local es $t_{f1} = 18$°C; el coeficiente de traspaso de calor a la superficie interna de la pared es $\alpha_1 = 7{,}5$ W/(m²·°C); la temperatura del aire exterior es $t_{f2} = -30$°C; el coeficiente de traspaso de calor de la superficie exterior de la pared, soplada por el aire, es $\alpha_2 = 20$ W/(m²·°C). Calcular también las temperaturas en las superficies de la pared t_{c1} y t_{c2}.

Respuesta

La densidad del flujo calorífico $q = 58{,}6$ W/m². Las temperaturas en las superficies de la pared son $t_{c1} = 10{,}2$°C y $t_{c2} = -27{,}1$°C.

1-18. Resolver el problema 1-17 si la pared está forrada por el exterior con una capa de aislamiento térmico con espesor de 50 mm cuyo coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda_{ais} = 0{,}08$ W/(m·°C). Comparar las pérdidas de calor a través de la pared aislada y no aislada.

Respuesta

Las pérdidas de calor a través de la pared aislada $q = 33{,}2$ W/m². Las temperaturas en las superficies de la pared son $t_{c1} = 13{,}6$°C

y $t_{c_2} = -28{,}3$°C. Las pérdidas de calor a través de la pared no aislada son mayores que las pérdidas a través de la pared aislada en un 76,5%.

1-19. Calcular la densidad del flujo calorífico q, en W/m², en un recalentador de aire y los valores de las temperaturas en las superficies de las planchas de éste si se sabe que la temperatura media de los gases es $t_{f_1} = 315$°C, la temperatura media del aire es $t_{f_2} = 135$°C, y que los coeficientes de traspaso de calor, respectivamente, $\alpha_1 = 23$ W/(m²·°C) y $\alpha_2 = 30$ W/(m²·°C). El espesor de cada una de las planchas del recalentador es $\delta = 2$ mm. El coeficiente de conductibilidad térmica del material de las chapas $\lambda = 50$ W/(m·°C).

Respuesta

$$q = 2200 \text{ W/m}^2; \quad t_{c_1} = 208{,}5\text{°C}; \quad t_{c_2} = 208{,}4\text{°C};$$
$$t_{c_1} \approx t_{c_2} \approx 208\text{°C}.$$

1-20. El revestimiento de un horno está formado por una capa de ladrillo de chamota cuyo coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda = 0{,}84\,(1 + 0{,}695 \cdot 10^{-3}\, t)$ W/(m·°C); el espesor del revestimiento es $\delta = 250$ mm.

Calcular las pérdidas de calor de un metro cuadrado de la superficie q, en W/m², y las temperaturas en las superficies exteriores de la pared si la temperatura de los gases en el horno es $t_{f_1} = 1200$°C y la temperatura en el local $t_{f_2} = 30$°C. El coeficiente de traspaso de calor de los gases a la pared es $\alpha_1 = 30$ W/(m²·°C) y del revestimiento al ambiente es $\alpha_2 = 10$ W/(m²·°C).

Respuesta

$$q = 3530 \text{ W/m}^2.$$

Solución

Para la dependencia dada entre el coeficiente de conductibilidad térmica del ladrillo de chamota y la temperatura, las pérdidas de calor pueden ser calculadas por la ecuación

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{c_1} - t_{c_2}) =$$
$$= \frac{\left\{\lambda_0 + \lambda_0\beta\lambda\left[\frac{t_{f_1} + t_{f_2}}{2} - \frac{q}{2}\left(\frac{1}{\alpha_2} - \frac{1}{\alpha_1}\right)\right]\right\}\left[t_{f_1} - t_{f_2} - q\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}\right)\right]}{\delta}$$

o por el método de las aproximaciones sucesivas. A continuación se expone la solución mediante el método de las aproximaciones sucesivas.

Admitimos que la temperatura media de la pared es $\bar{t}_c = 650$°C. A dicha temperatura el coeficiente de conductibilidad térmica del ladrillo de chamota es $\lambda_{med} = 0{,}84\,(1 + 0{,}695 \cdot 10^{-3} \cdot 650) =$

= 1,12 W/(m·°C). Calculamos el coeficiente de trasmisión térmica

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{30} + \frac{0,25}{1,12} + \frac{1}{10}} = 2,81 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$$

y la densidad del flujo calorífico

$$q = k(t_{f1} - t_{f2}) = 2,81(1200 - 30) = 3290 \text{ W/m}^2.$$

Calculamos las temperaturas en las superficies de la pared para la densidad obtenida del flujo calorífico:

$$t_{c1} = t_{f1} - q\frac{1}{\alpha_1} = 1200 - \frac{3290}{30} = 1091°\text{C};$$

$$t_{c2} = t_{f2} + q\frac{1}{\alpha_2} = 30 + \frac{3290}{10} = 359°\text{C}.$$

Calculamos la temperatura media de la pared y precisamos el valor del coeficiente de conductibilidad térmica:

$$\bar{t}_c = 0,5(1091 + 359) = 725°\text{C};$$

$$\lambda_{med} = 0,84(1 + 0,695 \cdot 10^{-3} \cdot 725) = 1,265 \text{ W/(m·°C)};$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{30} + \frac{0,25}{1,265} + \frac{1}{10}} = 3,02 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Con esto la densidad del flujo calorífico

$$q = 3,02(1200 - 30) = 3530 \text{ W/m}^2.$$

Calculamos las temperaturas t_{c1} y t_{c2} para el nuevo valor de la densidad del flujo calorífico:

$$t_{c1} = 1200 - 3530\frac{1}{30} = 1082°\text{C};$$

$$t_{c2} = 30 + 3530\frac{1}{10} = 383°\text{C}.$$

Determinamos los valores medios de la temperatura de la pared y el coeficiente de conductibilidad térmica:

$$\bar{t}_c = 0,5(1082 + 383) = 732°\text{C};$$

$$\lambda_{med} = 0,84(1 + 0,695 \cdot 10^{-3} \cdot 732) = 1,267 \text{ W/(m·°C)}.$$

Puesto que el valor medio del coeficiente de conductibilidad térmica obtenido coincide prácticamente con el valor admitido anteriormente no es menester efectuar nuevos cálculos, y se puede admitir que

$$q = 3530 \text{ W/m}^2.$$

1-21. En la cámara de combustión de una caldera de vapor con extracción de cenizas en líquido se debe mantener la temperatura de los gases $t_{f1} = 1300°\text{C}$. La temperatura en la sala de calderas es $t_{f2} = 30°\text{C}$. Las paredes de la caja de fuego están hechas

de una capa de refractario con espesor $\delta_1 = 250$ mm, cuyo coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda_1 = 0{,}28\,(1 + 0{,}833 \cdot 10^{-3}\,t)$ W/(m·°C), y de una capa de ladrillo de diatomita cuyo coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda_2 = 0{,}113\,(1 + 0{,}206 \cdot 10^{-3}\,t)$ W/(m·°C).

El coeficiente de traspaso de calor de los gases al revestimiento es $\alpha_1 = 30$ W/(m²·°C), y el coeficiente de traspaso de calor de la superficie exterior de la caja de fuego al ambiente es $\alpha_2 = 10$ W/(m²·°C).

¿Qué espesor debe tener la capa de diatomita para que las pérdidas en el ambiente no excedan de 750 W/m²?

Respuesta

El espesor de la capa de diatomita debe ser

$$\delta_2 = 132 \text{ mm}.$$

1-22. Los serpentines de un recalentador del vapor están fabricados con tubos de acero termorresistente de diámetro $d_1/d_2 = 32/42$ mm cuyo coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda = 14$ W(m·°C). La temperatura de la superficie exterior del tubo $t_{c2} = 580$°C y la de la superficie interior $t_{c1} = 450$°C.

Calcular el flujo específico calorífico a través de la pared por unidad de longitud del tubo q_l, en W/m.

Respuesta

$$q_l = 42\,100 \text{ W/m}.$$

1-23. Un conducto de vapor cuyo diámetro es de 150/160 mm está recubierto con aislamiento térmico de espesor $\delta_{ais} = 100$ mm. Los coeficientes de conductibilidad térmica de la pared del tubo y del aislamiento son, respectivamente, $\lambda_1 = 50$ W/(m·°C) y $\lambda_2 = 0{,}08$ W/(m·°C). La temperatura en la superficie interna del conducto de vapor es $t_{c1} = 400$°C y en la superficie externa del aislamiento es $t_{c3} = 50$°C (fig. 1-9).

Hallar las pérdidas térmicas de 1 m del conducto de vapor y la temperatura en la superficie de contacto del conducto de vapor con el aislamiento.

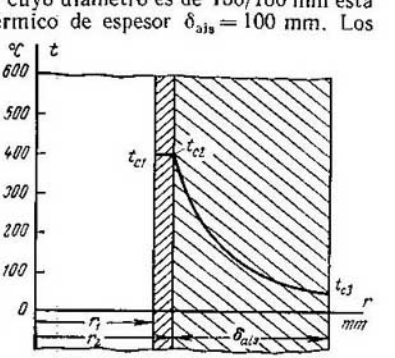

Fig. 1-9. Para el problema 1-23

Respuesta

Las pérdidas de calor de 1 m del conducto de vapor son $q_l = 216$ W/m. La temperatura en la superficie de contacto del conducto de vapor con el aislamiento es $t_{c2} \approx 400$°C.

1-24. Una tubería de acero cuyo diámetro $d_1/d_2 = 100/110$ mm y cuyo coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda_1 = 50$ W/(m·°C) está forrada con dos capas de aislamiento de igual espesor $\delta_2 = \delta_3 = 50$ mm. La temperatura de la superficie interna del tubo es $t_{c1} = 250$°C y la de la superficie externa del aislamiento es $t_{c4} = 50$°C (fig. 1-10).

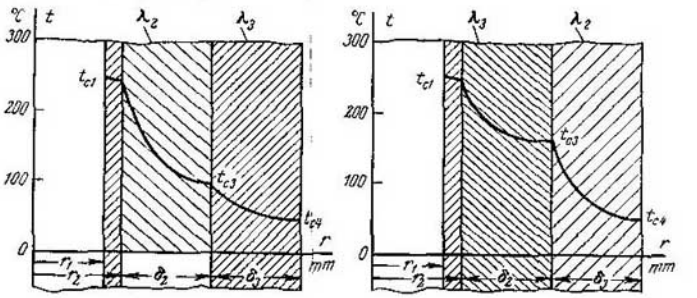

Fig. 1-10. Para los problemas 1-24 y 1-25

Determinar las pérdidas de calor a través del aislamiento en 1 m de la tubería y la temperatura en la superficie de contacto entre las capas del aislamiento. La primera capa del aislamiento, aplicada a la superficie del tubo, es de un material cuyo coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda_2 = 0{,}06$ W/(m·°C), y la segunda capa es de un material cuyo coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda_3 = 0{,}12$ W/(m·°C).

Respuesta

Las pérdidas de calor de 1 m de la tubería serán $q_l = 89{,}5$ W/m. La temperatura en la superficie de contacto de las capas del aislamiento es $t_{c3} = 97$°C.

1-25. ¿Cómo variará la magnitud de las pérdidas de calor de 1 m de la tubería examinada en el problema 1-24 si cambiamos de sitio a las capas de aislamiento, es decir, si aplicamos directamente a la superficie de la tubería la capa con mayor coeficiente de conductibilidad térmica? Todos los demás datos permanecen invariables.

Respuesta

Las pérdidas de calor aumentarán y serán $q_l = 105{,}5$ W/m. La temperatura en la superficie de contacto de las capas del aislamiento, $t_{c3} = 159$°C (fig. 1-10).

1-26. Un conducto de vapor de diámetro $d_1/d_2 = 160/170$ mm está revestido con una capa de aislamiento de espesor $\delta = 100$ mm

cuyo coeficiente de conductibilidad térmica depende de la temperatura de la manera siguiente: $\lambda_{ais}=0{,}062\,(1+0{,}363\cdot 10^{-2}t)$ W/(m·°C).

Determinar las pérdidas de calor de 1 m del conducto de vapor y la temperatura en la superficie interna del conducto si la temperatura de la superficie externa del tubo es $t_{c2}=300$°C y la temperatura de la superficie externa del aislamiento no debe superar 50°C.

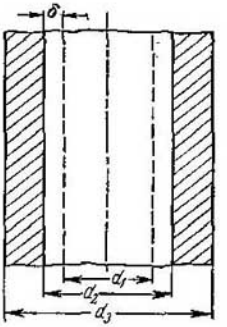

Fig. 1-11. Para el problema 1-27

Respuesta

Las pérdidas de calor de 1 m del conducto de vapor son $q_l=205$ W/m. La temperatura en la superficie interior de la tubería es $t_{c1}=300$°C.

1-27. Una chimenea de hormigón armado (fig. 1-11) con diámetro interior $d_2=800$ mm y diámetro exterior $d_3=1300$ mm debe ser revestida por dentro con refractario.

Determinar el espesor del revestimiento y la temperatura t_{c3} de la superficie exterior de la chimenea partiendo de la condición de que las pérdidas de calor de 1 m de la chimenea no excedan de 2000 W/m, y de que la temperatura t_{c2} de la superficie interior de la pared de hormigón armado no supere 200°C. La temperatura de la superficie interior del revestimiento es $t_{c1}=425$°C; el coeficiente de conductibilidad térmica del revestimiento es $\lambda_1=0{,}5$ W/(m·°C); el coeficiente de conductibilidad térmica del hormigón es $\lambda_2=1{,}1$ W/(m·°C).

Respuesta

$\delta=120$ mm. La temperatura de la superficie exterior de la chimenea es $t_{c3}=59$°C.

1-28. En las condiciones del problema 1-27 determinar el espesor del revestimiento δ cuando éste es de ladrillo de chamota. El cálculo se debe efectuar teniendo en cuenta la dependencia entre el coeficiente λ y la temperatura según la fórmula

$$\lambda=0{,}84+0{,}0006t,\ \text{W/(m·°C)}.$$

Respuesta

El espesor del revestimiento debe ser $\delta=206$ mm.

1-29. En la holgura anular existente entre el hilo de platino y el tubo de cuarzo del aparato para determinar el coeficiente de conductibilidad térmica de los líquidos por el método "hilo calentado" (fig. 1-12) se ha vertido el aceite para transformadores sometido a ensayo. El diámetro y la longitud del hilo de platino son $d_1=0{,}12$ mm y $l=90$ mm; los diámetros interior y exterior

del tubo de cuarzo son $d_2 = 1$ mm y $d_3 = 3$ mm; el coeficiente de conductibilidad térmica del cuarzo $\lambda = 1{,}4$ W/(m·°C).

Calcular el coeficiente de conductibilidad térmica λ_f y la temperatura media t_f del aceite para transformadores sabiendo que cuando el gasto de calor a través de la capa anular de aceite es $Q = 1{,}8$ W la temperatura del hilo de platino $t_{c1} = 106{,}9$°C y la temperatura de la superficie externa del tubo de cuarzo $t_{c3} = 30{,}6$°C.

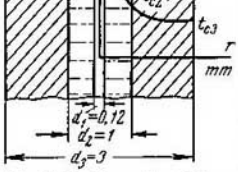

Fig. 1-12. Para el problema 1-29

Respuesta

Cuando la temperatura $t_f = 70$°C el coeficiente de conductibilidad térmica del aceite para transformadores es $\lambda_f = 0{,}0915$ W/(m×°C).

1-30. Calcular la intensidad de la corriente admisible para un conductor de cobre de diámetro $d = 2$ mm revestido con aislamiento de goma cuyo espesor $\delta = 1$ mm partiendo de las siguientes condiciones: la temperatura máxima del aislamiento no debe exceder de 60°C y en la superficie exterior del aislamiento, de 40°C. El coeficiente de conductibilidad térmica de la goma es $\lambda = 0{,}15$ W/(m·°C). La resistencia eléctrica del conductor de cobre, $R = 0{,}005$ Ω/m.

Respuesta

La intensidad de la corriente admisible es $I = 79{,}8$ A.

1-31. Determinar la superficie de caldeo de un recalentador convectivo de vapor fabricado con tubos de acero termorresistente de diámetro $d_1/d_2 = 32/40$ mm. El coeficiente de conductibilidad térmica del acero es $\lambda = 39{,}5$ W/(m·°C). El rendimiento del recalentador es $Q = 61{,}1$ kg/s de vapor. El vapor que ingresa en el recalentador es seco saturado a la presión de $p = 9{,}8$ MPa. La temperatura del vapor recalentado en la salida es $t_{vap} = 500$°C.

El coeficiente de traspaso de calor de los gases a la pared es $\alpha_2 = 81{,}5$ W/(m²·°C) y el de la pared al vapor, $\alpha_1 = 1163$ W/(m²·°C); la temperatura media de los gases $t_f = 900$°C. Desatender de la resistencia hidráulica en el recalentador de vapor.

Respuesta

La superficie de caldeo del recalentador de vapor, calculada por el diámetro exterior de los tubos, es $F = 1090$ m².

1-32. Resolver el problema 1-31 desatendiendo de la curvatura de la pared (como para una pared plana). Comparar la superficie de caldeo obtenida con el resultado del problema 1-31.

Respuesta

La superficie de caldeo es $F = 1055$ m².

1-33. Hallar la superfície de caldeo de un calentador seccionado de agua—agua cuyo rendimiento es $Q = 1500$ kW con la condición de que la temperatura media del agua calentadora sea $t_{f1} = 115$°C y la temperatura media del agua que se calienta, $t_{f2} = 77$°C. La superficie de caldeo está fabricada con tubos de latón de diámetro $d_1/d_2 = 14/16$ mm cuyo coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda_c = 120$ W/(m·°C). En la superficie interior de los tubos existe una capa incrustada $\delta_{inc} = 0{,}2$ mm cuyo coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda_{inc} = 2$ W/(m·°C). El coeficiente de traspaso de calor por parte del agua calentadora es $\alpha_1 = 10\,000$ W/(m²·°C), y el correspondiente a la parte del agua que se calienta es $\alpha_2 = 4000$ W/(m²·°C). Puesto que la relación de los diámetros es $d_2/d_1 < 1{,}8$ el cálculo se debe efectuar por la fórmula para la pared plana.

Respuesta

La superficie de caldeo es $F = 18{,}1$ m².

1-34. Calcular las pérdidas de calor de 1 m de una tubería no aislada con diámetro $d_1/d_2 = 150/165$ mm tendida al aire libre cuando por el interior de ésta corre agua con temperatura media $t_{f1} = 90$°C y la temperatura ambiente es $t_{f2} = -15$°C. El coeficiente de conductibilidad térmica del material del tubo es $\lambda = 50$ W/(m·°C).

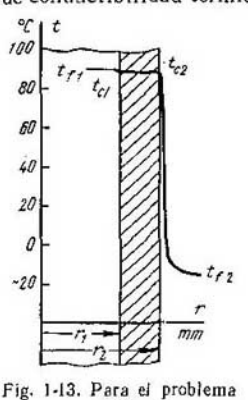

Fig. 1-13. Para el problema 1-34

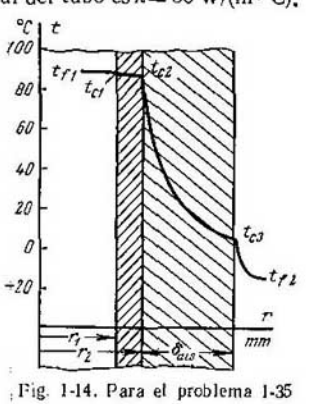

Fig. 1-14. Para el problema 1-35

El coeficiente de traspaso de calor del agua a la pared del tubo es $\alpha_1 = 1000$ W/(m²·°C) y el del tubo al ambiente $\alpha_2 = 12$ W/(m²·°C).

Determinar también las temperaturas en las superficies interior y exterior del tubo (fig. 1-13).

Respuesta

$$q_l = 652 \text{ W/m}, \quad t_{c1} = 89{,}8°\text{C}, \quad t_{c2} = 89{,}6°\text{C}.$$

1-35. Calcular las pérdidas térmicas de 1 m de la tubería examinada en el problema 1-34 cuando ésta se encuentra revestida con una capa de aislamiento cuyo espesor es $\delta_1 = 60$ mm (fig. 1-14). El coeficiente de conductibilidad térmica del aislamiento $\lambda_1 = 0{,}15$ W/(m·°C). El coeficiente de traspaso de calor de la superficie del aislamiento al ambiente es $\alpha_2 = 8$ W/(m²·°C). Todas las demás condiciones permanecen iguales a las del problema 1-34. Calcular también las temperaturas en la superficie exterior del tubo t_{c2} y en la superficie exterior del aislamiento t_{c3}.

Respuesta

$$q_l = 145 \text{ W/m}; \quad t_{c2} = 89{,}9°\text{C}; \quad t_{c3} = 5{,}3°\text{C}.$$

1-36. Por una tubería de diámetro $d_1/d_2 = 25/29$ mm [$\lambda_1 = 50$ W/(m·°C), cubierta con aislamiento de torfolium con espesor $\delta_2 = 25$ mm [$\lambda_2 = 0{,}06$ W/(m·°C)], circula vapor saturado a presión de 980 kPa.

Determinar las pérdidas diarias de calor (en kilogramos de vapor) de un tramo de tubería de 30 m de longitud y la temperatura de la superficie exterior del aislamiento si el coeficiente de traspaso de calor del vapor a la pared es $\alpha_1 = 2000$ W/(m²·°C) y el de la superficie exterior del aislamiento al ambiente $\alpha_2 = 10$ W/(m²·°C). La temperatura ambiente es $t_{f2} = 10°\text{C}$.

Respuesta

Las pérdidas diarias de calor en kilogramos de vapor son $G = 105$ kg/día. La temperatura en la superficie exterior del aislamiento es $t_{c3} = 61{,}2°\text{C}$.

1-37. Un calentador tubular de aire cuyo rendimiento es de 2,78 kg de aire por 1 s está fabricado con tubos de diámetro $d_1/d_2 = 43/49$ mm. El coeficiente de conductibilidad térmica del material de los tubos es $\lambda = 50$ W/(m·°C). Por el interior de los tubos circula gas caliente, mientras que la superficie exterior de los tubos está bañada por un flujo transversal de aire. La temperatura media de los gases de combustión es $t_{f1} = 250°\text{C}$ y la temperatura media del aire que se calienta $t_{f2} = 145°\text{C}$. La diferencia de las temperaturas del aire en la entrada y salida del calentador es $\delta t = 250°\text{C}$. El coeficiente de traspaso de calor de los gases a la pared es $\alpha_1 = 45$ W/(m²·°C) y el de la pared al aire es $\alpha_2 = 25$ W/(m²·°C).

Calcular el coeficiente de trasmisión térmica y determinar la superficie de caldeo del calentador. El cálculo se debe efectuar según las fórmulas para paredes 1) cilíndrica y 2) plana. Comparar los resultados de los cálculos.

Respuesta

1. El cálculo según la fórmula para la pared cilíndrica da el valor del coeficiente de trasmisión térmica $k_l = 0{,}75$ W/(m·°C). La superficie de caldeo en este caso es $F = 412$ m².

2. El cálculo según la fórmula para la pared plana da el valor del coeficiente de trasmisión térmica $k = 16$ W/(m²·°C). La superficie de caldeo en este caso es $F = 418$ m².

1-38. ¿Cómo variará el rendimiento calorífico del calentador de aire y el consumo de aire en el problema 1-37 si por la parte de los gases de combustión, durante el proceso de servicio, se forma una capa de hollín de espesor $\delta_2 = 1$ mm cuyo coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda_2 = 0{,}08$ W/(m·°C)? Todas las demás condiciones permanecen invariables.

El cálculo se debe efectuar según la fórmula para la pared plana y se debe comparar con la variante correspondiente del problema 1-37.

Respuesta

El rendimiento calorífico del calentador de aire en estas condiciones es $Q = 587$ kW. La disminución del rendimiento es $\Delta Q = 16{,}7\%$. El consumo de aire será entonces $G = 2{,}23$ kg/s.

1-39. Una tubería de diámetro $d_1/d_2 = 44/51$ mm, por la que circula aceite, está forrada con una capa de hormigón cuyo espesor es $\delta_2 = 80$ mm. El coeficiente de conductibilidad térmica del material de la tubería es $\lambda_1 = 50$ W/(m·°C); el coeficiente de conductibilidad térmica del hormigón es $\lambda_2 = 1{,}28$ W/(m·°C). La temperatura media del aceite en el tramo de la tubería que examinamos es $t_{f1} = 120$°C; la temperatura ambiente es $t_{f2} = 20$°C. El coeficiente de traspaso de calor del aceite a la pared es $\alpha_1 = 100$ W/(m²·°C) y el de la superficie del hormigón al ambiente $\alpha_2 = 10$ W/(m²·°C).

a) Determinar las pérdidas de calor de 1 m de la tubería desnuda y de la tubería forrada con hormigón.

b) ¿Cuál debe ser el coeficiente de conductibilidad térmica del aislamiento para que, con cualquier espesor de éste, las pérdidas térmicas de 1 m de la tubería aislada no sean superiores a las de la tubería desnuda?

Respuesta

a) Las pérdidas de calor de una unidad de longitud de la tubería desnuda son $q_l = 142{,}5$ W/m. Las pérdidas de calor de la tubería forrada con hormigón son $q_l = 249$ W/m.

b) Para que las pérdidas de calor de la tubería aislada sean inferiores a las de la tubería desnuda, independientemente del espesor de la capa aisladora, es menester que $\lambda_{ais} \leqslant 0{,}26$ W/(m·°C).

1-40. ¿Cuál debe ser el espesor del aislamiento de sovelita δ_{ais} (cuyo coeficiente de conductibilidad térmica es $\lambda_{ais} = 0{,}08$ W/(m·°C))

para que, en las condiciones del problema 1-39, las pérdidas de calor de 1 m de la tubería aislada sean tres veces inferiores a las de la tubería sin aislamiento?

Respuesta

El espesor del aislamiento debe ser $\delta_{ais} = 75$ mm.

Recomendaciones para resolver el problema.

En el problema anterior hallamos que las pérdidas de calor de 1 m de la tubería desnuda son $q_l = 142$ W/m. Para el caso de la tubería aislada las pérdidas de calor de 1 m de ésta se calcularán como

$$q_{lais} = \frac{q_l}{3} = \frac{\pi (t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{ais}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}}.$$

Resolviendo esta ecuación respecto a $\lg d_3/d_2$ hallaremos:

$$\lg \frac{d_3}{d_2} = \frac{\Delta t \pi 2\lambda_{ais}}{2{,}3 q_{lais}} \left[1 - \frac{q_{lais}}{\pi \Delta t} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{2{,}3}{2\lambda_1} \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_3} \right) \right], \qquad \text{(a)}.$$

Las ecuaciones de este tipo es cómodo resolverlas gráficamente. Entonces el primer miembro se puede designar como

$$Y_1 = \lg \frac{d_3}{d_2},$$

y el segundo miembro

$$Y_2 = \frac{\Delta t \pi 2\lambda_{ais}}{2{,}3 q_{lais}} \left[1 - \frac{q_{lais}}{\pi \Delta t} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{2{,}3}{2\lambda_1} \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_3} \right) \right].$$

Dando diferentes valores a d_3 hallamos gráficamente aquel valor de la raíz que satisface la ecuación (a).

1-41. A través de un tubo con diámetro $d_1/d_2 = 18/20$ mm circula vapor saturado seco. Para disminuir las pérdidas térmicas al ambiente es necesario aislar el tubo. ¿Será conveniente emplear para dicho fin asbesto con coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda = 0{,}11$ W/(m·°C) si el coeficiente de traspaso de calor de la superficie exterior del aislamiento al ambiente es $\alpha = 8$ W/(m²·°C)?

Respuesta

Puesto que el diámetro crítico del aislamiento es superior al diámetro exterior del tubo ($d_{cr.\,ais} > d_2$) no es conveniente emplear semejante aislamiento. El aislamiento a emplear debe tener un coeficiente de conductibilidad térmica inferior.

1-42. Se requiere aislar el cuerpo de un intercambiador de calor cuyo diámetro exterior es $d_{ext} = 300$ mm. La temperatura en la superficie del aparato es $t_c = 280$°C y se supone que después de haber aplicado el aislamiento permanece igual. La temperatura en la superficie exterior del aislamiento no debe exceder de 30°C

y las pérdidas térmicas de 1 m del cuerpo del intercambiador de calor no deben superar 200 W/m. El coeficiente de traspaso de calor de la superficie exterior del aislamiento al ambiente es $\alpha = 8$ W/(m²·°C).

¿Será conveniente elegir en calidad de aislamiento térmico algodón mineral cuyo coeficiente de conductibilidad térmica depende de la temperatura según la ecuación $\lambda = 0{,}06 + 0{,}000145t$ W/(m·°C)? Y si es conveniente, ¿cuál debe ser el espesor de la capa de este aislamiento para las condiciones dadas?

Respuesta

1. El diámetro crítico del aislamiento $d_{cr} = 20{,}5$ mm es considerablemente menor que el diámetro exterior del cuerpo y, por consiguiente, es racional emplear semejante aislamiento.

2. Para garantizar las condiciones dadas es menester aplicar un aislamiento térmico con espesor $\delta = 136$ mm.

1-43. Un conductor eléctrico de diámetro $d_1 = 1{,}5$ mm tiene una temperatura $t_{c1} = 70$°C y su refrigeración se efectúa por el flujo de aire cuya temperatura es $t_f = 15$°C. El coeficiente de traspaso de calor de la superficie del conductor al ambiente es $\alpha_1 = 16$ W/(m²·°C).

Calcular la temperatura de la pared t'_{c1}, que tendrá el conductor si se reviste con un aislamiento de caucho de espesor $\delta = 2$ mm y si se mantiene sin variar la intensidad de la corriente. El coeficiente de conductibilidad térmica del caucho es $\lambda = 0{,}15$ W/(m·°C). El coeficiente de traspaso de calor de la superficie del aislamiento al flujo de aire es $\alpha_2 = 8{,}2$ W/(m²·°C).

Respuesta

La temperatura del conductor aislado es $t'_{c1} = 44$°C. Así pues, la aplicación del aislamiento con $d_{cr} = 37$ mm $> d_1$ conduce a una evacuación más intensa del calor de la superficie y a la disminución de la temperatura del conductor.

1-44. Calcular el espesor del aislamiento de caucho que se requiere para que se pueda hacer circular por el conductor eléctrico examinado en el problema 1-43 una corriente de intensidad máxima sin que varíe la temperatura del conductor $t_{c1} = 70$°C.

Respuesta

$$\delta = 17{,}75 \text{ mm}.$$

1-45. La temperatura del aire en un recipiente se mide con un termómetro de mercurio introducido en un casquillo (tubo de acero) lleno de aceite (fig. 1-15). El termómetro indica que la temperatura del extremo del casquillo es $t_f = 84$°C.

¿Cuál será el error de medición debido a la evacuación de calor por el casquillo mediante la conductibilidad térmica si la

temperatura en la base del casquillo es $t_0 = 40°C$, la longitud de este último, $l = 120$ mm; su espesor, $\delta = 1{,}5$ mm; el coeficiente de conductibilidad térmica del material del casquillo, $\lambda = 55{,}8$ W/(m·°C) y el coeficiente de traspaso de calor del aire al casquillo, $\alpha = 23{,}3$ W/(m²×°C)?

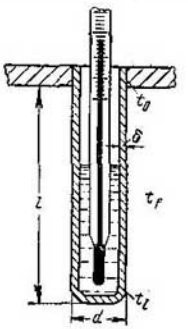

Fig. 1-15. Para el problema 1-45

Respuesta

La temperatura real del aire es $t_f = 100°C$; $t_f - t_l = 16°C$.

Solución

Para la solución haremos uso de la fórmula aproximada para una varilla de longitud finita:

$$\frac{\vartheta_l}{\vartheta_0} = \frac{1}{\operatorname{ch}(ml)},$$

donde

$$\frac{\vartheta_l}{\vartheta_0} = \frac{t_f - t_l}{t_f - t_0}; \quad m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}}, \ 1/\text{m};$$

el perimetro del casquillo $u = \pi d$, la sección de éste $f = \pi d\delta$, de donde $u/f \approx 1/\delta$; entonces

$$m = \sqrt{\frac{23{,}3}{55{,}8 \cdot 0{,}0015}} = 16{,}7 \ 1/\text{m};$$
$$ml = 16{,}7 \cdot 0{,}12 = 2.$$

Por las tablas hallamos $\operatorname{ch}(2{,}0) = 3{,}76$ y, por consiguiente,

$$\frac{t_f - t_l}{t_f - t_0} = \frac{1}{3{,}76} = 0{,}266$$

y la temperatura del aire en el recipiente

$$t_f = \frac{t_l - 0{,}266 t_0}{1 - 0{,}266} = \frac{84 - 0{,}266 \cdot 40}{0{,}734} = 100°C.$$

El error de medición es

$$t_f - t_l = 100 - 84 = 16°C.$$

1-46. ¿Qué temperatura debe marcar el termómetro y en cuánto disminuirá el error de medición si, en las condiciones del problema 1-45, se utiliza un casquillo de acero inoxidable con coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda = 23{,}3$ W/(m·°C), longitud $l = 160$ mm y espesor $\delta = 0{,}8$ mm y si, gracias a un mejor aislamiento del punto de tapadura del casquillo, se eleva la temperatura en la base de éste hasta $t_0 = 70°C$?

Respuesta

$$t_l = 99{,}8°C; \quad t_f - t_l = 0{,}2°C.$$

1-47. Para un mejor enfriamiento de la superficie exterior de una nevera de semiconductores la superficie externa de las paredes laterales de la cámara ha sido construida con nervios verticales de enfriamiento fabricados de aluminio (fig. 1-16). En el plano la cámara es cuadrada. La anchura de las paredes laterales es $b=800$ mm, su altura $h=1000$ mm, la altura y espesor de los nervios son, respectivamente, $l=30$ mm y $\delta=3$ mm. Cada una de las paredes tiene 40 nervios.

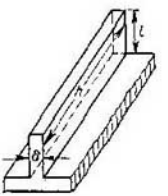

Fig. 1-16. Para el problema 1-47

La temperatura en la base del nervio es $t_0=30°C$; la temperatura ambiente $t_f=20°C$; el coeficiente de conductibilidad térmica del aluminio $\lambda=202$ W/(m·°C); el coeficiente de traspaso de calor de la superficie con nervios al ambiente es $\alpha=7$ W/(m²·°C) *.

Calcular la temperatura t_l en el extremo del nervio y la cantidad de calor $Q_{c.n}$ que desprenden las cuatro paredes laterales. Calcular también la cantidad de calor Q_c que, en las mismas condiciones, se transmitiría al ambiente si las paredes no tuviesen nervios.

Respuesta

$$t_l=29{,}8°C; \quad Q_{c.n}=848 \text{ W}; \quad Q_c=223 \text{ W}.$$

1-48. Un aparato calentador está fabricado en forma de tubo vertical con nervios longitudinales de acero cuya sección es rectangular (fig. 1-17). La altura del tubo es $h=1200$ mm, su diámetro exterior, $d_2=60$ mm; la longitud de los nervios es $l=50$ mm y el espesor de éstos, $\delta=3$ mm. El total de nervios es $n=20$.

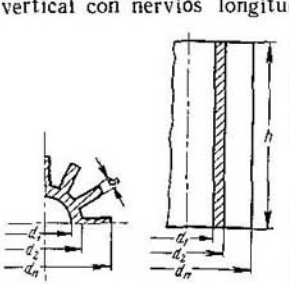

Fig. 1-17. Para el problema 1-48

La temperatura en la base del nervio es $t_0=80°C$; la temperatura ambiente, $t_f=18°C$. El coeficiente de traspaso de calor de los nervios y de la superficie exterior del tubo al ambiente es $\alpha=9{,}3$ W/(m²·°C); el coeficiente de conductibilidad térmica de la pared, $\lambda=55{,}7$ W/(m·°C).

Calcular la cantidad de calor que transmite la pared con nervios al ambiente.

---

* Al resolver el problema se debe suponer que el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de los intervalos entre los nervios (superficie lisa sin nervios) es igual al coeficiente de traspaso de calor de la superficie de los nervios.

Respuesta

La cantidad de calor que transmiten los nervios es $Q_n = 1270$ W. La cantidad de calor que transmite la superficie lisa entre los nervios es $Q_c = 88$ W. Toda la pared con nervios transmite $Q_{c.n} = 1358$ W.

1-49. Un economizador de agua de sistema ZKTI está fabricado con tubos de fundición con nervios cuyo diámetro exterior es $d = 76$ mm. El diámetro de los nervios es $D = 200$ mm y su espesor, $\delta = 5$ mm.

Determinar la cantidad de calor que se transmitirá de los gases calientes a la superficie exterior de un tubo y la temperatura en el extremo del nervio si la temperatura de los gases es $t_f = 400°C$; la temperatura en la base de los nervios, $t_0 = 180°C$; la longitud de la parte que se calienta del tubo, $l = 3$ m y el número de nervios a lo largo del tubo es $n = 150$.

El coeficiente de traspaso de calor de los gases a la superficie con nervios es $\alpha = 46{,}5$ W/(m²·°C); el coeficiente de conductibilidad térmica de la fundición, $\lambda = 52{,}4$ W/(m·°C).

Respuesta

La cantidad de calor que transmiten los nervios es $Q_n = 50$ kW. La cantidad de calor que transmite la superficie lisa entre los nervios $Q_c = 5{,}5$ kW; el total del calor transmitido $Q_{c.n} = 55{,}5$ kW.

Solución

Si no tomamos en cuenta el traspaso de calor desde el extremo del nervio resulta que las fórmulas para la temperatura excesiva del extremo del nervio y para la cantidad de calor que se transmite desde un nervio tienen la forma:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{I_0(mr_2) K_1(mr_2) + I_1(mr_2) K_0(mr_2)}{I_0(mr_1) K_1(mr_2) + I_1(mr_2) K_0(mr_1)};$$

$$Q_{n1} = 2\pi r_1 \lambda \delta m \vartheta_1 \psi,$$

donde

$$\psi = \frac{I_1(mr_2) K_1(mr_1) - I_1(mr_1) K_1(mr_2)}{I_0(mr_1) K_1(mr_2) + I_1(mr_2) K_0(mr_1)}.$$

En nuestro caso

$$m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}} \approx \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 46{,}5}{52{,}4 \cdot 0{,}005}} = 18{,}9 \text{ 1/m};$$

$$r_1 = \frac{d}{2} = \frac{76}{2} = 38 \text{ mm}; \quad r_2 = 100 \text{ mm};$$

$$mr_1 = 18{,}9 \cdot 0{,}038 = 0{,}719; \quad mr_2' = 18{,}9 \cdot 0{,}1025 = 1{,}94,$$

donde la termotransferencia desde el extremo está aproximadamente apreciada al haber aumentado r_2 en la mitad del espesor del nervio: $r_2' = r_2 + \delta/2 = 0{,}10 + 0{,}0025 = 0{,}1025$ m.

Sustituyendo los valores obtenidos de mr_1 y mr_2' en la expresión para la temperatura excesiva del extremo del nervio obtendremos:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{I_0(1{,}94)\,K_1(1{,}94) + I_1(1{,}94)\,K_0(1{,}94)}{I_0(0{,}719)\,K_1(1{,}94) + I_1(1{,}94)\,K_0(0{,}719)} =$$
$$= (400 - 180)\frac{2{,}1926 \cdot 0{,}153 + 1{,}509 \cdot 0{,}1305}{1{,}1336 \cdot 0{,}153 + 1{,}509 \cdot 0{,}643} = 102{,}5;$$

de donde la temperatura en el extremo del nervio es

$$t_l = t_f - \vartheta_2 = 400 - 102{,}5 = 297{,}5°\text{C}.$$

Para determinar la cantidad de calor que transmite un nervio calculamos la función

$$\psi = \frac{I_1(1{,}94)\,K_1(0{,}719) - I_1(0{,}719)\,K_1(1{,}94)}{I_0(0{,}719)\,K_1(1{,}94) + I_1(1{,}94)\,K_0(0{,}719)} =$$
$$= \frac{1{,}509 \cdot 1{,}014 - 0{,}3836 \cdot 0{,}153}{1{,}1336 \cdot 0{,}153 + 1{,}509 \cdot 0{,}643} = 1{,}295$$

y

$$Q_{n1} = 2\pi \cdot 0{,}038 \cdot 52{,}4 \cdot 18{,}9 \cdot 0{,}005 \cdot 220 \cdot 1{,}295 = 337 \text{ W};$$

para los 150 nervios $Q_n = nQ_{n1} = 150 \cdot 337 = 50$ kW.

La cantidad de calor que transmite la superficie lisa entre los nervios es

$$Q_c = \alpha\vartheta_1 2\pi r_1 (l - n\delta) = 46{,}5 \cdot 220 \cdot 2\pi \cdot 0{,}038\,(3 - 150 \cdot 0{,}005) = 5{,}5 \text{ kW}.$$

El total de calor transmitido es

$$Q_{c.n} = Q_n + Q_c = 50 + 5{,}5 = 55{,}5 \text{ kW}.$$

1-50. Resolver el problema 1-49 mediante una metodología simple, utilizando la dependencia para los nervios rectos. Para la solución del problema hacer uso del gráfico de la fig. 1-18 [L.13].

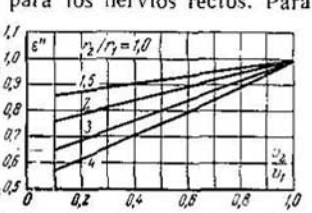

Fig. 1-18. Para el problema 1-50

Respuesta

$$Q_{n1} = 341 \text{ W}.$$

Solución

Hallamos la altura del nervio recto

$$h = r_2 - r_1 + \frac{\delta}{2} = 100 - 38 + \frac{5}{2} = 64{,}5 \text{ mm}.$$

Del problema 1-49 tenemos que $m = 18{,}9$ y, entonces,

$$mh = 18{,}9 \cdot 0{,}0645 = 1{,}22.$$

Calculamos la relación entre las temperaturas excesivas del extremo y base del nervio

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1}=\frac{1}{\operatorname{ch}(mh)}=\frac{1}{\operatorname{ch}(1{,}22)}=0{,}543;$$

$$\frac{r_2}{r_1}=\frac{100}{38}=2{,}64.$$

Conociendo las relaciones entre ϑ_2/ϑ_1 y r_2/r_1, por el gráfico de la fig. 1-18, hallamos el coeficiente de corrección $\varepsilon''=0{,}836$. Este coeficiente indica la relación existente entre los gastos de calor de una unidad de superficie de los nervios redondo y recto de un mismo espesor:

$$\varepsilon''=\frac{q_{n1}}{q}=\frac{Q_{n1}}{F_{n1}}\cdot\frac{F}{Q}.$$

La cantidad de calor que recibe un nervio recto con longitud $l=1$ m y sección $f=\delta l=5\cdot10^{-3}\cdot1=0{,}005$ m², es $Q=\lambda\, mf\,\vartheta\,\operatorname{th}(mh)=$ $=52{,}3\cdot18{,}9\cdot1\cdot0{,}005\cdot220\cdot\operatorname{th}(1{,}22)=978$ W.

La superficie de semejante nervio es

$$F=2hl=0{,}0645\cdot1\cdot2=0{,}129\ \text{m}^2;$$

$$q=\frac{Q}{F}=\frac{978}{0{,}129}=7580\ \text{W/m}^2.$$

La superficie del nervio redondo es

$$F_{n1}=2\pi\,(0{,}1^2-0{,}038^2)=0{,}0537\ \text{m}^2.$$

La cantidad de calor que recibe el nervio redondo, que es la que buscamos, será

$$Q_{n1}=\varepsilon''qF_{n1}=0{,}836\cdot7580\cdot0{,}0537=341\ \text{W}.$$

1-51. Un recalentador de aire está fabricado de elementos compuestos por tubos ovalados de fundición. Los nervios tienen sección trapezoidal y están dispuestos a lo largo de la generatriz en la superficie interior del tubo (fig. 1-19).

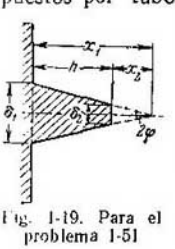

Fig. 1-19. Para el problema 1-51

Determinar la cantidad de calor que se desprende de la superficie del nervio del tubo con longitud $l=2500$ mm. La altura del nervio es $h=30$ mm, el espesor del nervio en la superficie del tubo $\delta_1=3$ mm, el espesor del extremo del nervio $\delta_2=1$ mm. El coeficiente de conductibilidad térmica de la fundición es $\lambda=52{,}3$ W/(m·°C).

La temperatura en la base del nervio es $t_0=450°$ C; la temperatura del aire $t_f=350°$ C. El coeficiente de traspaso de calor de la superficie del nervio al ambiente es $\alpha=23{,}3$ W/(m²·°C).

Hallar también la temperatura del extremo del nervio.

El cálculo se debe efectuar mediante fórmulas exactas. La termotransferencia de los extremos del nervio se debe tomar en consideración aumentando la altura de éste en la mitad de su espesor.

Respuesta

$$Q_n = 312 \text{ W}; \quad t_l = 435 \text{ °C}.$$

Solución

Si despreciamos de la termotransferencia del extremo del nervio resulta que las fórmulas para la temperatura excesiva del extremo del nervio y para la cantidad de calor transmitido tienen la forma:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{I_0(2\sqrt{Z_2})\,K_1(2\sqrt{Z_2}) + I_1(2\sqrt{Z_2})\,K_0(2\sqrt{Z_2})}{I_0(2\sqrt{Z_1})\,K_1(2\sqrt{Z_2}) + I_1(2\sqrt{Z_2})\,K_0(2\sqrt{Z_1})};$$

$$Q_n = \psi \frac{\alpha\delta_1 l\vartheta_1}{\sqrt{Z_1}\operatorname{tg}\varphi}.$$

donde

$$\psi = \frac{I_1(2\sqrt{Z_1})\,K_1(2\sqrt{Z_2}) - I_1(2\sqrt{Z_2})\,K_1(2\sqrt{Z_1})}{I_0(2\sqrt{Z_1})\,K_1(2\sqrt{Z_2}) + I_1(2\sqrt{Z_2})\,K_0(2\sqrt{Z_1})}$$

y

$$Z_1 = \frac{\alpha}{\lambda \operatorname{tg}\varphi} x_1; \qquad z_2 = \frac{\alpha}{\lambda \operatorname{tg}\varphi} x_2.$$

En el problema que examinamos

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{0{,}5\,(\delta_1 - \delta_2)}{h} = \frac{0{,}5\,(3-1)}{30} = \frac{1}{30};$$

$$x_1 = \frac{0{,}5\delta_1}{\operatorname{tg}\varphi} = 0{,}5 \cdot 3 \cdot 30 = 45 \text{ mm}$$

$$x_2 = x_1 - h = 45 - 30 = 15 \text{ mm};$$

$$Z_1 = \frac{\alpha x_1}{\lambda \operatorname{tg}\varphi} = \frac{23{,}3 \cdot 0{,}045}{52{,}3} \cdot 30 = 0{,}59;$$

$$Z_2 = \frac{23{,}3 \cdot 0{,}015}{52{,}3} \cdot 30 = 0{,}2;$$

$$2\sqrt{Z_1} = 2\sqrt{0{,}59} = 1{,}54; \qquad 2\sqrt{Z_2} = 2\sqrt{0{,}2} = 0{,}894.$$

Sustituyendo los valores obtenidos en las expresiones para la temperatura excesiva del extremo del nervio obtenemos:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{I_0(0{,}894)\,K_1(0{,}894) + I_1(0{,}894)\,K_0(0{,}894)}{I_0(1{.}54)\,K_1(0{,}894) + I_1(0{,}894)\,K_0(1{,}54)} =$$

$$= (450 - 350)\frac{1{,}2130 \cdot 0{,}717 + 0{,}497 \cdot 0{,}487}{1{,}7 \cdot 0{,}717 + 0{,}497 \cdot 0{,}204} = 85 \text{ °C}.$$

En este caso la temperatura del extremo del nervio es $t_l = 85 + 350 = 435$ °C. Para determinar la cantidad de calor que

transfiere el nervio efectuamos el cálculo de la función ψ:

$$\psi = \frac{I_1(1{,}54)\,K_1(0{,}894) - I_1(0{,}894)\,K_1(1{,}54)}{I_0(1{,}54)\,K_1(0{,}894) + I_1(0{,}894)\,K_0(1{,}54)} =$$
$$= \frac{1{,}023 \cdot 0{,}717 - 0{,}497 \cdot 0{,}263}{1{,}7 \cdot 0{,}717 + 0{,}497 \cdot 0{,}204} = 0{,}458;$$

entonces

$$Q_n = \psi \frac{\alpha \delta_1 l \theta_1}{\sqrt{Z_1}\,\mathrm{tg}\,\varphi} = 0{,}458 \frac{23{,}3 \cdot 0{,}003 \cdot 2{,}5 \cdot 100}{\sqrt{0{,}59} \cdot \frac{1}{30}} = 312 \text{ W}.$$

1-52. Resolver el problema 1-51 mediante la metodología simple para el cálculo de nervios de sección trapezoidal. Para la solución del problema hacer uso del gráfico expuesto en la fig. 1-20 [L.13].

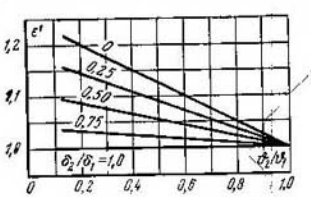

Fig. 1-20. Para el problema 1-52

Respuesta

$$Q_n = 312 \text{ W}.$$

1-53. Un calentador eléctrico está fabricado de alambre de nicromo de diámetro $d = 2$ mm y longitud $l = 10$ m.

El calentador está soplado por aire frío cuya temperatura es $t_f = 20°C$. Calcular el flujo calorífico en 1 m del calentador, así como también las temperaturas en la superficie t_c y en el eje del alambre t_0 si se considera que la intensidad de la corriente que circula a través del calentador es de 25 A. La resistencia eléctrica específica del nicromo es $\rho = 1{,}1\,\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$; el coeficiente de conductibilidad térmica del nicromo, $\lambda = 17{,}5$ W/(m·°C) y el coeficiente de traspaso de calor de la superficie del calentador al aire, $\alpha = 46{,}5$ W/(m²·°C).

Respuesta

$$q_l = 218{,}5 \text{ W/m};$$
$$t_0 = 770\,°C; \quad t_c = 769\,°C.$$

Solución

La resistencia eléctrica del calentador es

$$R = \frac{\rho l}{\pi r^2} = \frac{1{,}1 \cdot 10}{3{,}14 \cdot 1} = 3{,}5\,\Omega.$$

La cantidad de calor que desprende el calentador es

$$Q = I^2 R = 25^2 \cdot 3{,}5 = 2185 \text{ W}.$$

El flujo calorífico en 1 m del alambre es

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{2185}{10} = 218{,}5 \text{ W/m}.$$

La temperatura de la superficie del alambre se determina a partir de las condiciones de la termotransferencia es

$$t_c = t_f + \frac{q_l}{\pi d\alpha} = 20 + \frac{218{,}5}{3{,}14 \cdot 0{,}002 \cdot 46{,}5} = 769\ ^\circ\text{C}.$$

La temperatura en el eje del alambre se determina por medio de las condiciones de la conductibilidad térmica al existir fuentes internas de calor:

$$t_0 = t_c + \frac{q_l}{4\pi\lambda} = 769 + \frac{218{,}5}{4 \cdot 3{,}14 \cdot 17{,}5} = 770\ ^\circ\text{C}.$$

1-54. Por una barra de nicromo de diámetro $d = 5$ mm y longitud $l = 420$ mm pasa corriente eléctrica. La diferencia de potencial en los extremos de la barra es $U = 10$ V.

En la superficie de la barra hierve el agua a presión $p = 5 \cdot 10^5$ Pa.

Hallar el rendimiento volumétrico de las fuentes internas de calor q_v, en W/m³, la densidad del flujo calorífico por unidad de longitud de la barra q_l, en W/m, y las temperaturas en la superficie de la barra y en el eje de ésta si el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la barra al agua en ebullición es $\alpha = 44\,400$ W/(m²·°C). La resistencia específica eléctrica del nicromo es $\rho = 1{,}17\ \Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$. El coeficiente de conductibilidad térmica del nicromo es $\lambda = 17{,}5$ W/(m·°C).

Respuesta

$$q_v = 4{,}83 \cdot 10^8\ \text{W/m}^3; \quad q = 6{,}08 \cdot 10^6\ \text{W/m}^2;$$
$$q_l = 9540\ \text{W/m}; \quad t_c = 164{,}7\ ^\circ\text{C}; \quad t_0 = 208{,}2\ ^\circ\text{C}.$$

1-55. El elemento combustible de un reactor nuclear está fabricado de una mezcla de carburo de uranio y grafito en forma de barra cilíndrica cuyo diámetro es $d = 12$ mm.

El rendimiento volumétrico de las fuentes de calor es $q_v = 3{,}88 \cdot 10^8$ W/m³. Se puede considerar que las fuentes están distribuidas uniformemente en el volumen. La conductibilidad térmica del material de la barra es $\lambda = 58$ W/(m·°C).

Calcular la temperatura y la densidad del flujo calorífico en la superficie del elemento combustible si la temperatura máxima de éste es de 2000 °C.

Respuesta

$$t_c = 1940\ ^\circ\text{C}; \quad q = 1{,}16 \cdot 10^6\ \text{W/m}^2.$$

1-56. La carga admisible de larga duración para las barras de acero de sección rectangular 100×3 mm puestas de canto no debe exceder de 300 A. La temperatura máxima de la barra a la temperatura ambiente $t_f = 25\ ^\circ\text{C}$ no debe ser mayor de $t_0 = 70\ ^\circ\text{C}$.

Calcular la temperatura en la superficie de la barra y determinar cuál debe ser el coeficiente de traspaso de calor de su

superficie para que la temperatura de ésta no supere la máxima admisible ($t_0 = 70$ °C).

El coeficiente de conductibilidad térmica del acero es $\lambda = 64$ W/(m·°C). La resistencia eléctrica específica del acero es $\rho = 0{,}13\ \Omega \cdot mm^2/m$.

Respuesta

$$t_c \approx t_0 = 70\ °C; \quad \alpha = 4{,}3\ W/(m^2 \cdot °C).$$

1-57. A través de un calentador eléctrico fabricado de una banda de constantán con sección 1×6 mm y longitud de 1 m circula corriente eléctrica de 20 A. La caída de tensión en los extremos del calentador es de 200 V.

Determinar las temperaturas de la superficie y del centro del espesor de la banda si el coeficiente de traspaso de calor en la superficie del calentador es $\alpha = 1000\ W/(m^2 \cdot °C)$, la temperatura del ambiente, $t_f = 100$ °C y el coeficiente de conductibilidad térmica del constantán es $\lambda = 20\ W/(m \cdot °C)$.

Respuesta

$$t_c = 433\ °C; \quad t_0 = 437\ °C.$$

1-58. Un tubo de acero inoxidable con diámetro interior $d_1 = 7{,}6$ mm y diámetro exterior $d_2 = 8$ mm se calienta por medio de corriente eléctrica conectándolo directamente al circuito eléctrico.

Todo el calor que se desprende en la pared del tubo se evacúa a través de la superficie interior de éste.

Calcular el rendimiento volumétrico de las fuentes de calor y la diferencia de temperaturas en la pared del tubo si por éste circula corriente con intensidad $I = 250$ A.

La resistencia eléctrica específica y el coeficiente de conductibilidad térmica del acero son, respectivamente, $\rho = 0{,}85\ \Omega \cdot mm^2/m$ y $\lambda = 18{,}6\ W/(m \cdot °C)$.

Respuesta

$$q_v = 2{,}22 \cdot 10^9\ W/m^3; \quad t_{c2} - t_{c1} \approx 2{,}4°C.$$

Solución

La resistencia eléctrica por unidad de longitud del tubo es

$$R_l = \frac{\rho}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{0{,}85}{3{,}14\,(4^2 - 3{,}8^2)} = 0{,}174\ \Omega/m.$$

El flujo calorífico por unidad de longitud es

$$q_l = I^2 R_l = 250^2 \cdot 0{,}174 = 10\,870\ W/m.$$

El rendimiento volumétrico de las fuentes internas de calor es

$$q_v = \frac{q_l}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{10\,870}{3{,}14\,(4^2 - 3{,}8^2) \cdot 10^{-6}} = 2{,}22 \cdot 10^9\ W/m^3.$$

La diferencia de temperaturas en la pared del tubo es

$$t_{c2}-t_{c1}=\frac{q_l r_2^2}{4\pi\lambda\,(r_2^2-r_1^2)}\left[2\ln\frac{r_2}{r_1}+\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2-1\right]=$$
$$=\frac{q_v r_2^2}{4\lambda}\left[2\ln\frac{r_2}{r_1}+\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2-1\right]=$$
$$=\frac{2{,}22\cdot10^6\cdot0{,}004^2}{4\cdot18{,}6}\left[2\cdot2{,}3\ln\frac{4}{3{,}8}+\left(\frac{3{,}8}{4}\right)^2-1\right]\approx2{,}4°\text{C}.$$

1-59. Un tubo de acero inoxidable se calienta por medio de corriente eléctrica al conectarlo directamente en el circuito eléctrico. La longitud del tubo es $l=500$ mm, los diámetros exterior e interior son, respectivamente, $d_2=12{,}4$ mm y $d_1=12$ mm.

Todo el calor que se desprende en la pared del tubo se evacua a través de la superficie exterior de éste.

Hallar la diferencia de temperaturas en la pared del tubo y la intensidad de la corriente que pasa por él si el flujo calorífico que se evacua de la superficie externa del tubo es $Q=14$ kW.

La resistencia eléctrica específica y el coeficiente de conductibilidad térmica del material del tubo son, respectivamente,

$$\rho=0{,}85\Omega\cdot\text{mm}^2/\text{m} \quad \text{y} \quad \lambda=18{,}6\ \text{W/(m}\cdot°\text{C)}.$$

Respuesta

$$t_{c1}-t_{c2}=4{,}0°\text{C}; \quad I=502\ \text{A}.$$

1-60. Una placa con fuentes internas de calor distribuidas uniformemente se refrigera simétricamente por ambas superficies. La temperatura del fluido refrigerante es t_f. En estas condiciones las temperaturas en las superficies son $t_{c1}=t_{c2}=t_c$ y la temperatura máxima en el centro de la placa es t_0.

Determinar cuáles serán las temperaturas t_{c1} y t_{c2} en las superficies de la placa si se suspende la evacuación del calor a través de una de las superficies ($q_{c2}=0$).

Respuesta

$$t_{c1}=t_f+2\,(t_c-t_f)=2t_c-t_f;$$
$$t_{c2}=t_f+4t_0-2\,(t_c+t_f)=4t_0-(2t_c+t_f).$$

1-61. En una placa cuyo espesor es $s=6$ mm, fabricada de material con coeficiente de conductibilidad térmica $\lambda=20$ W/(m·°C), actúan fuentes internas de calor q_v distribuidas uniformemente. Las temperaturas en las superficies de la placa son, respectivamente, $t_{c1}=120°$C y $t_{c2}=127{,}2°$C.

Determinar la coordenada relativa x_0/s y el valor de la temperatura máxima t_0 en la placa, así como también la densidad del flujo calorífico en las superficies de la placa q_{c1} y q_{c2}, si $q_v=5\cdot10^7$; $2\cdot10^7$; $8\cdot10^6$ y $4\cdot10^6$ W/m³.

Respuesta

Cuando $q_v = 5 \cdot 10^7$ W/m³: $x_0/s = 0{,}58$;

$t_0 \approx 135$°C; $q_{c2} = 1{,}26 \cdot 10^5$ y $q_{c1} = 1{,}74 \cdot 10^5$ W/m².

Cuando $q_v = 2 \cdot 10^7$ W/m³; $x_0/s = 0{,}7$;

$t_0 \approx 130$°C; $q_{c2} = 3{,}6 \cdot 10^4$ y $q_{c1} = 8{,}4 \cdot 10^4$ W/m²

Cuando $q_v = 8 \cdot 10^6$ W/m³; $x_0/s = 1{,}0$;

$$t_0 = t_{c2} = 127{,}2\text{°C}, \quad q_{c2} = 0 \quad \text{y}$$
$$q_{c1} = q_v s = 4{,}8 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2.$$

Cuando $q_v = 4 \cdot 10^6$ W/m³: $x_0/s = 1{,}5$;

$q_{c2} = -1{,}2 \cdot 10^4$ W/m² y $q_{c1} = 3{,}6 \cdot 10^4$ W/m².

El carácter de la distribución de las temperaturas se expone en la fig. 1-21.

Solución

Si colocamos el origen de las coordenadas tal y como se muestra en la fig. 1-21 la ecuación del campo de temperatura tendrá la forma

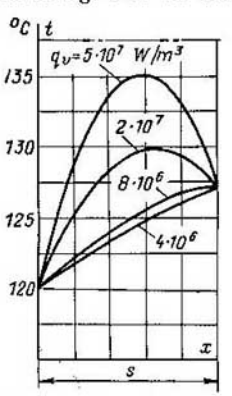

Fig. 1-21. Para el problema 1-61

$$t - t_{c1} = \frac{q_v x}{2\lambda}(2x_0 - x),$$

donde

$$\frac{x_0}{s} = \frac{1}{2} + \frac{\lambda}{q_v s^2}(t_{c2} - t_{c1}),$$

y la temperatura máxima es

$$t_0 = t_{c1} + \frac{q_v x_0^2}{2\lambda}.$$

Cuando $q_v = 5 \cdot 10^7$ W/m³

$$\frac{x_0}{s} = \frac{1}{2} + \frac{20}{5 \cdot 10^7 (6 \cdot 10^{-3})^2}(127{,}2 - 120) = 0{,}58;$$

$$x_0 = 0{,}58 \cdot s = 0{,}58 \cdot 6 = 3{,}48 \text{ mm};$$

$$t_0 = 120 + \frac{5 \cdot 10^7 (3{,}48 \cdot 10^{-3})^2}{2 \cdot 20} \approx 135\text{°C};$$

$$q_{c1} = q_v x_0 = 5 \cdot 10^7 \cdot 3{,}48 \cdot 10^{-3} = 1{,}74 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2;$$

$$q_{c2} = q_v (s - x_0) = 5 \cdot 10^7 (6 - 3{,}48) \cdot 10^{-3} = 1{,}26 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

Para otros valores de q_v los cálculos se efectúan de manera análoga.

Cuando $q_v = 8 \cdot 10^6$ W/m³, $x_0/s = 1$, es decir, el máximo de temperaturas se dispone en la superficie de la placa con temperatura

$t_0 = t_{c2} = 127{,}2°C$, $q_{c2} = 0$, y todo el calor que se desprende en la placa se evacúa a través de la otra superficie: $q_{c1} = q_v x_0 = q_v s$.

Cuando $q_v = 4 \cdot 10^6$ W/m³ la temperatura tiene un máximo ficticio fuera de la placa ($x_0 > s$) y el calor hacia una de las superficies de ésta se conduce desde el exterior, es decir, tiene lugar una transmisión de calor a través de la pared: $q_{c2} = q_v (s - x_0) = -1{,}2 \cdot 10^4$ W/m². A través de la otra superficie se extrae el calor $q_{c1} = q_v x_0 = q_v s + |q_2| = 2{,}4 \cdot 10^4 + 1{,}2 \cdot 10^4 = 3{,}6 \cdot 10^4$ W/m².

La distribución de las temperaturas se expone en la fig. 1-21.

1-62. Hallar el valor t_0 y la coordenada x_0 de la temperatura máxima en una placa con fuentes internas de calor distribuidas uniformemente $q_v = 8 \cdot 10^6$ W/m³. El espesor de la placa es $s = 10$ mm, el coeficiente de conductibilidad térmica del material de la placa es $\lambda = 20$ W/(m·°C). Las temperaturas en las superficies de la placa son, respectivamente, $t_{c1} = 80°C$ y $t_{c2} = 86°C$.

Respuesta

$t_0 \approx 88{,}5°C$; la coordenada x_0, medida desde la superficie con la temperatura t_{c1} es $x_0 = 6{,}5$ mm.

1-63. En una placa cuyo espesor es $s = 5$ mm actúan fuentes internas de calor distribuidas uniformemente, $q_v = 2{,}7 \cdot 10^7$ W/m³. El coeficiente de conductibilidad térmica del material de la placa es $\lambda = 25$ W/(m·°C). Los coeficientes de traspaso de calor de las superficies de la placa al fluido que las baña son $\alpha_1 = 3000$ W/(m²·°C) y $\alpha_2 = 1500$ W/(m²·°C), mientras que las temperaturas de éste son, respectivamente, $t_{f1} = 130°C$ y $t_{f2} = 140°C$.

Determinar la coordenada y el valor de la temperatura máxima en la placa x_0 y t_0, así como también las temperaturas en las superficies t_{c1} y t_{c2}.

Respuesta

$x_0 = 3{,}5$ mm; $t_0 = 168{,}1°C$; $t_{c1} = 161{,}5°C$; $t_{c2} = 167°C$.

Solución

La coordenada relativa de la temperatura máxima en la placa cuando $q_v = \text{const}$, $\lambda = \text{const}$, el campo de temperatura es asimétrico y las condiciones de contorno son de tercer orden, será

$$\frac{x_0}{s} = \frac{\frac{1}{2} + \frac{\lambda}{q_v s^2}(t_{f2} - t_{f1}) + \frac{\lambda}{\alpha_2 s}}{1 + \frac{\lambda}{s}\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}\right)}$$

donde x_0 se mide desde la superficie bañada por el fluido cuya temperatura es t_{f1}.

En el caso que examinamos

$$\frac{x_0}{s}=\frac{\frac{1}{2}+\frac{25}{2,7\cdot10^7\,(5\cdot10^{-3})^2}(140-130)+\frac{25}{1,5\cdot10^3\cdot5\cdot10^{-3}}}{1+\frac{25}{5\cdot10^{-3}}\left(\frac{1}{3\cdot10^3}+\frac{1}{1,5\cdot10^3}\right)}=0,7;$$

$$x_0=0,7\cdot5=3,5\text{ mm}.$$

Las temperaturas en las superficies de la placa son

$$t_{c1}=t_{f1}+\frac{q_{c1}}{\alpha_1}=t_{f1}+\frac{q_v x_0}{\alpha_1}=130+\frac{2,7\cdot10^7\cdot3,5\cdot10^{-3}}{3\cdot10^3}=161,5°\text{C};$$

$$t_{c2}=t_{f2}+\frac{q_{c2}}{\alpha_2}=t_{f2}+\frac{q_v(s-x_0)}{\alpha_2}=140+\frac{2,7\cdot10^7\,(5-3,5)\cdot10^{-3}}{1,5\cdot10^3}=167°\text{C}.$$

La temperatura máxima es

$$t_0=t_{c1}+q_{c1}\frac{x_0}{2\lambda}=t_{c1}+\frac{q_v x_0^2}{2\lambda}=$$

$$=161,5+\frac{2,7\cdot10^7\,(3,5\cdot10^{-3})^2}{2\cdot25}=168,1°\text{C}.$$

1-64. Una placa con fuentes internas de calor distribuidas uniformemente e iguales a q_v, en W/m³, está bañada por ambas partes por un fluido. El espesor de la placa es s, en m, el coeficiente de conductibilidad térmica de su material es λ, en W/(m·°C). La temperatura del fluido por el lado de una de las superficies es t_{f1}, °C, y el coeficiente de traspaso de calor de esta superficie al fluido es α_1, en W/(m²·°C).

Calcular el valor de la temperatura del fluido por el lado de la otra superficie t_{f2} durante la cual es nulo el flujo calorífico que pasa a través de dicha superficie ($q_{c2}=0$).

Respuesta

$$t_{f2}=t_{f1}+q_v s\left(\frac{s}{2\lambda}+\frac{1}{\alpha_1}\right).$$

1-65. Una placa con fuentes internas de calor distribuidas uniformemente e iguales a q_v, en W/m³ está bañada por ambos lados por un fluido. Los coeficientes de traspaso de calor de las superficies de la placa al fluido y las temperaturas de éste, son, respectivamente, iguales a α_1 y α_2, en W/(m²·°C), t_{f1} y t_{f2}, en C°. El espesor de la placa es s, en m, y el coeficiente de conductibilidad térmica de su material es λ, en W/(m·°C).

a) Determinar la relación existente entre la diferencia de temperaturas ($t_{f2}-t_{f1}$) y los coeficientes de traspaso de calor α_1 y α_2 para el caso cuando el máximo de la temperatura se encuentra en la mitad de la placa $x_0/s=1/2$.

b) Determinar cuál es la diferencia $t_{f2}-t_{f1}$ cuando $x_0/s=1/2$ y $\alpha_2=2\alpha_1$.

c) Hallar la expresión para x_0/s cuando existe igualdad de temperaturas $t_{f2}=t_{f1}$ y $\alpha_2=2\alpha_1$.

Respuesta

a) $t_{f2} - t_{f1} = \frac{q_v s}{2}\left(\frac{1}{\alpha_1} - \frac{1}{\alpha_2}\right)$.

b) $t_{f2} - t_{f1} = \frac{q_v s}{4\alpha_1}$.

c) $\frac{x_0}{s} = \frac{\alpha_1 s + \lambda}{2\alpha_1 s + 3\lambda}$.

1-66. Calcular la distribución de la temperatura en la sección transversal de un elemento combustible (EC) que tiene forma de cilindro largo hueco (fig. 1-22) cuyos diámetros interior y exterior son, respectivamente, $d_1 = 16$ mm y $d_2 = 26$ mm y que está fabricado de uranio [$\lambda = 31$ W/(m·°C)]. Ambas superficies del elemento están revestidas con camisas de acero inoxidable bien ajustadas [$\lambda_{cam} = 21$ W/(m·°C)] cuyo espesor $\delta = 0{,}5$ mm. Se admite que la densidad volumétrica del desprendimiento de calor en el uranio es uniforme en la sección e igual a $q_v = 5 \cdot 10^7$ W/m³.

El elemento combustible de uranio está refrigerado por bióxido carbónico (CO_2) que circula por los canales interior y exterior. La temperatura media de la masa CO_2 en el canal interior es $t_{f1} = 200$°C y en el canal exterior $t_{f2} = 240$°C. Los coeficientes de traspaso de calor de las superficies de las camisas al gas son, respectivamente, $\alpha_1 = 520$ W/(m²·°C) y $\alpha_2 = 60$ W/(m²·°C).

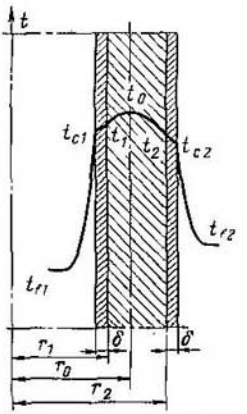

Fig. 1-22. Para el problema 1-66

Como resultado del cálculo determinar la temperatura máxima del elemento, t_0, las temperaturas en las superficies de las camisas, t_{c1} y t_{c2} y en las superficies del uranio, t_1 y t_2.

Respuesta

$t_0 = 463$°C; $t_{c1} = 457$°C; $t_{c2} = 455$°; $t_1 = 459$°C; $t_2 = 458$°C.

La distribución de la temperatura se expone en la fig. 1-22.

Solución

Para el cálculo de la distribución de las temperaturas es necesario hallar el radio r_0 de la sección neutral. Puesto que el valor r_0 depende de la intensidad de evacuación del calor de las superficies del uranio y, ya que conocemos α_1 y α_2 de las superficies de las camisas, determinamos ante todo los valores de los coeficientes efectivos de traspaso de calor α_{ef1} y α_{ef2}, que tienen en

cuenta las resistencias térmicas de éstas:

$$\frac{1}{\alpha_{ef1}d_1}=\frac{1}{\alpha_1(d_1-2\delta)}+\frac{1}{2\lambda_{cam}}\ln\frac{d_1}{(d_1-2\delta)}=$$

$$=\frac{1}{520\,(16-1)\cdot10^{-3}}+\frac{1}{2\cdot21}\ln\frac{16}{16-1}=0{,}1298;$$

$$\alpha_{ef1}=\frac{1}{0{,}1298\cdot16\cdot10^{-3}}=482\ \text{W/(m}^2\cdot\text{°C)};$$

$$\frac{1}{\alpha_{ef2}}=\frac{d_2}{\alpha_2(d_2+2\delta)}+\frac{d_2}{2\lambda_{cam}}\ln\frac{d_2+2\delta}{d_2}=$$

$$=\frac{26\cdot10^{-3}}{560\,(26+1)\cdot10^{-3}}+\frac{26\cdot10^{-3}}{2\cdot21}\ln\frac{26+1}{26}=1{,}747\cdot10^{-3};$$

$$\alpha_{ef2}=\frac{1}{1{,}747\cdot10^{-3}}=573\ \text{W/(m}^2\cdot\text{°C)}.$$

El valor del radio de la sección neutral es

$$r_0=\sqrt{\frac{(t_{f2}-t_{f1})+\frac{q_v}{2}\left[\frac{r_1}{\alpha_{ef1}}+\frac{r_2}{\alpha_{ef2}}+\frac{1}{2\lambda}(r_2^2-r_1^2)\right]}{\frac{q_v}{2}\left(\frac{1}{\alpha_{ef1}r_1}+\frac{1}{\alpha_{ef2}r_2}+\frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1}\right)}}=$$

$$=\sqrt{\frac{(240-220)+2{,}5\cdot10^7\left[\frac{8\cdot10^{-3}}{482}+\frac{13\cdot10^{-3}}{573}+\frac{1}{2\cdot31}(13^2-8^2)\,10^6\right]}{2{,}5\cdot10^7\left(\frac{1}{482\cdot8\cdot10^{-3}}+\frac{1}{573\cdot13\cdot10^{-3}}+\frac{1}{31}\ln\frac{13}{8}\right)}}=$$

$$=10^{-3}\sqrt{103{,}9}=10{,}2\cdot10^{-3}\ \text{m}.$$

La densidad del flujo calorífico en la superficie interior del uranio se determina por la relación

$$q_1 2\pi r_1=q_v\pi(r_0^2-r_1^2),$$

$$q_1=\frac{q_v r_1}{2}\left(\frac{r_0^2}{r_1^2}-1\right)=\frac{5\cdot10^7\cdot8\cdot10^{-3}}{2}\left(\frac{10{,}2^2}{8^2}-1\right)=1{,}25\cdot10^5\ \text{W/m}^2.$$

La temperatura en la superficie interior del uranio es

$$t_1=t_{f1}+\frac{q_1}{\alpha_{ef1}}=200+\frac{1{,}25\cdot10^5}{482}=200+259=459\text{°C}.$$

La densidad del flujo calorífico en la superficie interior de la camisa es

$$q_{c1}=q_1\frac{d_1}{d_1-2\delta}=1{,}25\cdot10^5\frac{16}{15}=1{,}335\cdot10^5\ \text{W/m}^2.$$

La temperatura en la superficie interior de la camisa es

$$t_{c1}=t_{f1}+\frac{q_{c1}}{\alpha_1}=200+\frac{1{,}335\cdot10^5}{520}=200+257=457\text{°C}.$$

Las densidades del flujo calorífico q_2 y q_{c2} y las temperaturas t_2 y t_{c2} en la superficie exterior del elemento de uranio las de-

terminamos de manera análoga:

$$q_2 = \frac{q_v r_2}{2}\left(1 - \frac{r_0^2}{r_2^2}\right) = \frac{5\cdot 10^7 \cdot 13\cdot 10^{-3}}{2}\left(1 - \frac{10{,}2^2}{13^2}\right) = 1{,}25\cdot 10^5 \text{ W/m}^2$$

$$t_2 = t_{f2} + \frac{q_2}{\alpha_{cf2}} = 240 + \frac{1{,}25\cdot 10^5}{573} = 240 + 218 = 458°\text{C};$$

$$q_{c2} = q_2 \frac{d_2}{d_2 + 2\delta} = 1{,}25\cdot 10^5 \frac{26}{27} = 1{,}205\cdot 10^5 \text{ W/m}^2;$$

$$t_{c2} = t_{f2} + \frac{q_{c2}}{\alpha_2} = 240 + \frac{1{,}205\cdot 10^5}{560} = 240 + 215 = 455°\text{C}.$$

La distribución de la temperatura en la sección del elemento de uranio se determina por la ecuación

$$t = t_1 + \frac{q_v}{4\lambda}\left[2r_0^2 \ln \frac{r}{r_1} - (r^2 - r_1^2)\right],$$

y la temperatura máxima $t = t_0$ para $r = r_0$ se halla por la condición,

$$t_0 = t_1 + \frac{q_v}{4\lambda}\left[2r_0^2 \ln \frac{r_0}{r_1} - (r_0^2 - r_1^2)\right] =$$

$$= 459 + \frac{5\cdot 10^7}{4\cdot 31}\left[2\cdot 10{,}2^2 \ln \frac{10{,}2}{8} - (10{,}2^2 - 8^2)\right] 10^{-6} =$$

$$= 459 + 4{,}2 \approx 463°\text{C}.$$

La distribución de la temperatura se expone en la fig 1-22.

1-67. Determinar la temperatura máxima del elemento combustible para las condiciones del problema 1-66 cuando: a) el canal interior ha cesado de recibir refrigeración por cualquier causa; b) el canal exterior ha cesado de recibir refrigeración.

Respuesta

a) $t_1 = t_0 \approx 610°\text{C}$; b) $t_2 = t_0 \approx 904°\text{C}$, cosa inadmisible, tanto para el uranio como para la camisa.

Solución

a) Si ha cesado la refrigeración del canal interior entonces $q_1 = 0$ y la temperatura máxima tendrá lugar cuando $r_0 = r_1$. En estas condiciones

$$q_2 = \frac{q_v r_2}{2}\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right) = \frac{5\cdot 10^7 \cdot 13\cdot 10^{-3}}{2}\left(1 - \frac{8^2}{13^2}\right) = 2{,}02\cdot 10^5 \text{ W/m}^2;$$

$$t_2 = t_{f2} + \frac{q_2}{\alpha_{cf2}} = 240 + \frac{2{,}02\cdot 10^5}{573} = 240 + 353 = 593°\text{C};$$

$$t_0 = t_1 = t_2 + \frac{q_v}{4\lambda}\left[(r_2^2 - r_1^2) - 2r_1^2 \ln \frac{r_2}{r_1}\right] =$$

$$= 593 + \frac{5\cdot 10^7}{4\cdot 31}\left[(13^2 - 8^2) - 2\cdot 8^2 \ln \frac{13}{8}\right] 10^{-6} = 593 + 17{,}4 \approx 610°\text{C}.$$

b) Si ha cesado la refrigeración del canal exterior entonces $q_2 = 0$ y $r_0 = r_2$. En tal caso

$$q_1 = \frac{q_v r_1}{2}\left(\frac{r_2^2}{r_1^2} - 1\right) = \frac{5 \cdot 10^7 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{2}\left(\frac{13^2}{8^2} - 1\right) = 3{,}28 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2;$$

$$t_1 = t_{f1} + \frac{q_1}{\alpha_{cf1}} = 200 + \frac{3{,}28 \cdot 10^5}{482} = 200 + 680 = 880°\text{C};$$

$$t_0 = t_2 = t_1 + \frac{q_v}{4\lambda}\left[2r_2^2 \ln\frac{r_2}{r_1} - (r_2^2 - r_1^2)\right] =$$

$$= 880 + \frac{5 \cdot 10^7}{4 \cdot 31}\left[2 \cdot 13^2 \ln\frac{13}{8} - (13^2 - 8^2)\right] 10^{-6} = 880 + 23{,}8 \approx 904°\text{C}.$$

1-68. Un elemento combustible de uranio ($\lambda = 31$ W/(m·°C)) tiene forma de cilindro hueco cuyos diámetros interior y exterior son, respectivamente, $d_1 = 14$ mm y $d_2 = 24$ mm. Ambas superficies del elemento combustible están revestidas de camisas bien ajustadas de acero inoxidable [$\lambda_{cam} = 21$ W/(m·°C)] cuyo espesor es de 0,5 mm. Se supone que la densidad volumétrica de desprendimiento de calor en el uranio es uniforme en la sección e igual a $q_v = 2 \cdot 10^8$ W/m³.

El elemento combustible está refrigerado por agua que circula por los canales interior y exterior. La temperatura media de la masa de agua en el canal interior $t_{f1} = 200°$C y en el canal exterior $t_{f2} = 220°$C. Los coeficientes de traspaso de calor de las superficies de las camisas al agua son, respectivamente, $\alpha_1 = 8\,200$ W/(m²·°C) y $\alpha_2 = 7\,800$ W/(m²·°C).

Determinar la temperatura máxima en la sección transversal del elemento combustible t_0, la densidad del flujo calorífico y las temperaturas en las superficies de las camisas q_{c1}, q_{c2}, t_{c1} y t_{c2}, y también en las superficies del uranio, q_1, q_2, t_1 y t_2.

Respuesta

$t_0 = 308°$C; $q_{c1} = 6{,}05 \cdot 10^5$ W/m²; $q_{c2} = 4{,}44 \cdot 10^5$ W/m²;
$t_{c1} \approx 274°$C; $t_{c2} \approx 277°$C; $q_1 = 5{,}62 \cdot 10^5$ W/m²; $q_2 = 4{,}63 \cdot 10^5$ W/m²;
$t_1 \approx 287°$C; $t_2 \approx 288°$C.

1-69. Determinar la temperatura máxima del elemento combustible para las condiciones del problema 1-68 si, por cualquier causa, cesa la refrigeración en el canal interior.

Respuesta

$$t_1 = t_0 = 404°\text{C}.$$

CAPÍTULO SEGUNDO

Conductibilidad térmica en el régimen no estacionario

2-1. Una tira de goma con espesor $2\delta = 20$ mm se ha calentado hasta la temperatura $t_0 = 140°C$ y se ha introducido en un medio de temperatura $t_f = 15°C$.

Determinar las temperaturas en el centro y en la superficie de la tira una vez transcurridos $\tau = 20$ min desde el comienzo del enfriamiento.

El coeficiente de conductibilidad térmica de la goma es $\lambda = 0{,}175$ W/(m·°C). El coeficiente de conductibilidad de la temperatura de la goma es $a = 0{,}833 \cdot 10^{-7}$ m²/s.

El coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la tira al ambiente es $\alpha = 65$ W/(m²·°C).

Respuesta

$$t_{x=0} = 47{,}5°C; \quad t_{x=\delta} = 25{,}4°C.$$

Solución

Las temperaturas en el centro y en la superficie de una tira infinita durante su enfriamiento (calentamiento) en un medio con temperatura constante pueden ser determinadas mediante los gráficos $\Theta_{x=0} = f_1$ (Bi, Fo) (fig. 2-1) y $\Theta_{x=\delta} = f_2$ (Bi, Fo) (fig. 2-2).

En el caso que examinamos

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha\delta}{\lambda} = \frac{65 \cdot 0{,}01}{0{,}175} = 3{,}73;$$

$$\mathrm{Fo} = \frac{a\tau}{\delta^2} = \frac{0{,}833 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}{(0{,}01)^2} = 1{,}0.$$

Con estos valores de los criterios Bi y Fo, mediante el gráfico de la fig. 2-1, hallamos $\Theta_{x=0} = 0{,}26$ y, mediante el gráfico de la fig. 2-2, $\Theta_{x=\delta} = 0{,}083$.

La temperatura adimensional es

$$\Theta = \frac{t - t_f}{t_0 - t_f}$$

y, por consiguiente,

$$t_{x=0} = t_f + \Theta_{x=\delta}(t_0 - t_f) = 15 + 0{,}26\,(140 - 15) = 47{,}5°C$$

y

$$t_{x=\delta} = t_f + \Theta_{x=\delta}(t_0 - t_f) = 15 \cdot 2 \cdot 0{,}083\,(140 - 15) = 25{,}4°C.$$

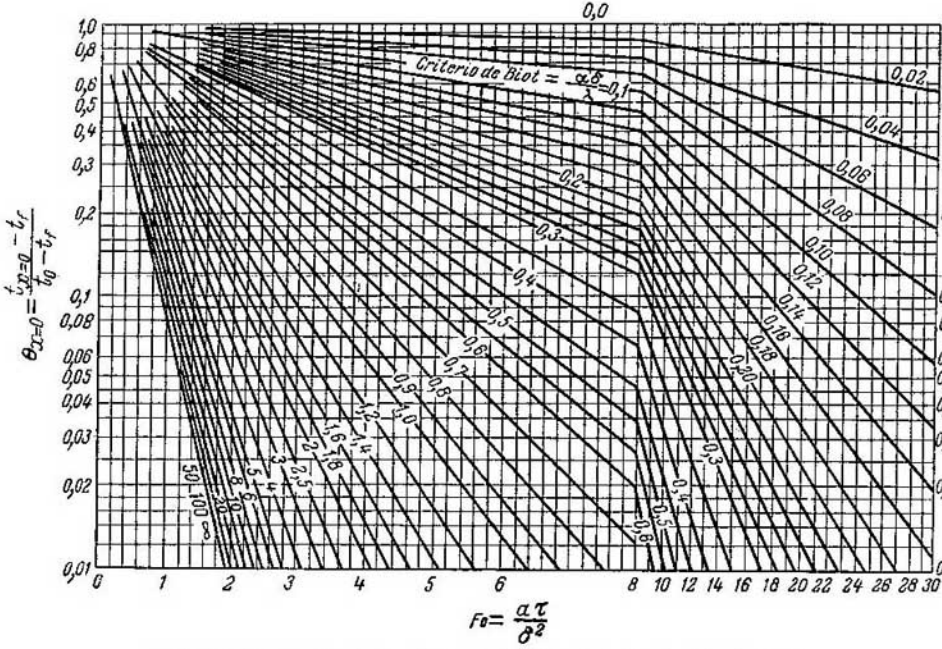

Fig. 2-1. Función $\Theta = f_1$ (Fo, Bi) para el centro de la banda delgada [L.24]

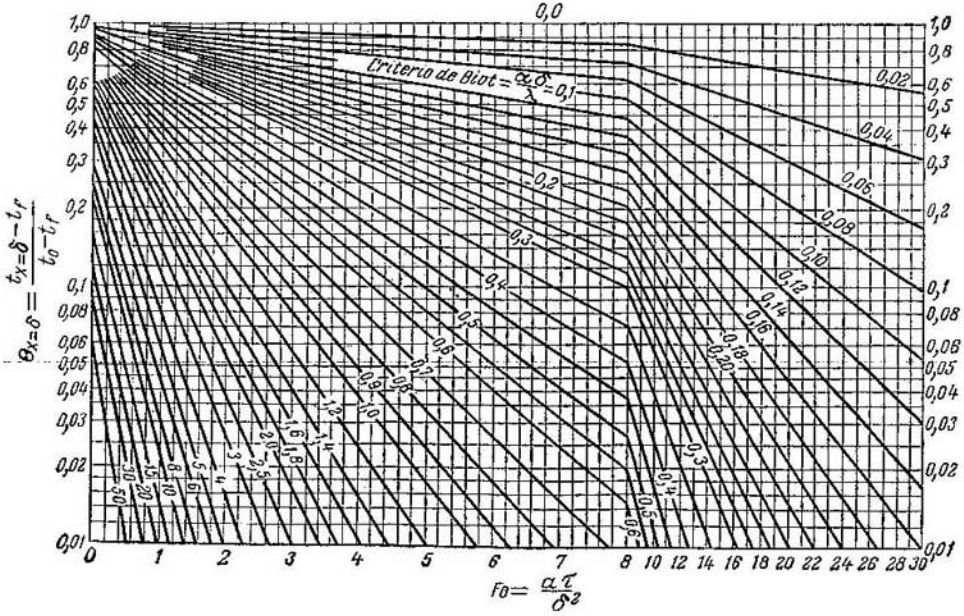

Fig. 2-2. Función $\Theta = f_2$ (Fo, Bi) para la superficie de la banda delgada [L.24]

2-2. Para las condiciones del problema 2-1 determinar la temperatura a la distancia $x = \delta/2 = 5$ mm del centro de la tira. Determinar también mediante cálculo las temperaturas adimensionales en el centro y en la superficie de la tira, y comparar los resultados del cálculo con los valores $\Theta_{x=0}$ y $\Theta_{x=\delta}$ obtenidos en el problema 2-1.

Respuesta

$$t_{x=\delta/2} = 41°C;\ \Theta_{x=0} = 0{,}257;\ \Theta_{x=\delta} = 0{,}082.$$

Solución

La temperatura adimensional de una tira infinita durante el enfriamiento a temperatura constante se expresa por la ecuación

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \operatorname{sen} \varepsilon_n}{\varepsilon_n + \operatorname{sen} \varepsilon_n \cos \varepsilon_n} \cos\left(\varepsilon_n \frac{x}{\delta}\right) \exp(-\varepsilon_n^2 \mathrm{Fo}). \qquad (2\text{-}1)$$

Puesto que en el caso que examinamos el criterio $\mathrm{Fo} = 1 > 0{,}3$ (véase el problema 2-1) nos podemos limitar con el primer término de la serie y entonces

$$\Theta = N \exp(-\varepsilon_1^2 \mathrm{Fo}) \cos\left(\varepsilon_1 \frac{x}{\delta}\right),$$

siendo las temperaturas adimensionales en el centro y en la superficie de la tira, respectivamente, iguales a:

$$\Theta_{x=0} = N \exp(-\varepsilon_1^2 \mathrm{Fo});$$
$$\Theta_{x=\delta} = P \exp(-\varepsilon_1^2 \mathrm{Fo}).$$

Los valores de las magnitudes N, P, ε_1 y ε_1^2, en dependencia de Bi, se exponen en la tabla 2-1.

En el caso que examinamos, mediante la tabla 2-1, para $\mathrm{Bi} = 3{,}73$ hallamos: $N = 1{,}224$; $P = 0{,}390$; $\varepsilon_1 = 1{,}248$; $\varepsilon_1^2 = 1{,}56$. Por consiguiente, cuando $\mathrm{Fo} = 1$

$$\Theta_{x=\frac{\delta}{2}} = 1{,}224 \cos\left(\frac{1{,}248}{2}\right) \exp(-1{,}56) = 0{,}208;$$

$$t_{x=\frac{\delta}{2}} = t_f + \Theta_{x=\frac{\delta}{2}} (t_0 - t_f) = 15 + 0{,}208 \cdot 125 = 41°C;$$

$$\Theta_{x=0} = 1{,}224 \exp(-1{,}56) = 0{,}257;$$
$$\Theta_{x=\delta} = 0{,}390 \exp(-1{,}56) = 0{,}082.$$

2-3. Determinar el intervalo de tiempo durante el cual una chapa de acero calentada hasta $t_0 = 500°C$ y colocada en un medio de $t_f = 20°C$ adquiere una temperatura que se diferencia de la del ambiente en no más del 1%.

El espesor de la chapa es $2\delta = 20$ mm, el coeficiente de conductibilidad térmica del acero es $\lambda = 45{,}5$ W/(m·°C); el calor específico del acero, $c = 0{,}46$ kJ/(kg·°C); su densidad, $\rho = 7\,900$ kg/m^3.

Tabla 2-1

Coeficientes para el cálculo del enfriamiento (calentamiento) de una tira de espesor 2δ [L.24]

$Bi=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P	N	$Bi=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P	N	$Bi=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P	N
0,00	0,0000	0,0000	1,000	1,000	0,55	0,6800	0,462	0,836	1,076	6,0	1,3496	1,82	0,273	1,248
0,01	0,0998	0,0100	0,997	1,002	0,60	0,7051	0,497	0,823	1,081	7,0	1,3766	1,90	0,241	1,254
0,02	0,1410	0,0199	0,993	1 003	0,70	0,7506	0,564	0,798	1,092	8,0	1,3978	1,95	0,216	1,257
0,04	0,1987	0,0397	0,987	1,006	0,80	0,7910	0,626	0,774	1,102	9,0	1,4149	2,00	0,196	1,260
0,06	0,2425	0,0584	0,981	1,010	0,90	0,8274	0,684	0,751	1,111	10	1,4289	2,04	0,180	1,262
0,08	0,2791	0,0778	0,974	1,013	1,00	0,8603	0,740	0,729	1,119	12	1,4420	2,08	0,152	1,265
0,10	0,3111	0,0968	0,967	1,016	1,20	0,9171	0,841	0,689	1,134	14	1,4560	2,12	0,132	1,267
0,12	0,3397	0,1154	0,960	1,020	1,40	0,9649	0,931	0,653	1,148	16	1,4700	2,16	0,116	1,268
0,14	0,3656	0,1337	0,954	1,023	1,60	1,0008	1,016	0,619	1,159	18	1,4830	2,20	0,104	1,269
0,16	0,3896	0,1518	0,948	1,026	1,80	1,0440	1,090	0,587	1,169	20	1,4961	2,24	0,094	1,270
0,18	0,4119	0,1697	0,942	1,029	2,00	1,0769	1,160	0,559	1,179	25	1,5070	2,27	0,076	1,271
0,20	0,4328	0,1874	0,936	1,031	2,2	1,1054	1,222	0,535	1,186	30	1,5200	2,30	0,065	1,271
0,22	0,4525	0,2048	0,930	1,034	2,4	1,1300	1,277	0,510	1,193	35	1,5260	2,33	0,056	1,272
0,24	0,4712	0,2220	0,924	1,037	2,6	1,1541	1,332	0,488	1,200	40	1,5325	2,35	0,050	1,272
0,26	0,4889	0,2390	0,918	1,040	2,8	1,1747	1,380	0,468	1,205	50	1,5400	2,37	0,040	1,272
0,28	0,5058	0,2558	0,912	1,042	3,0	1,1925	1,420	0,448	1,210	60	1,5451	2,39	0,0333	1,273
0,30	0,5218	0,2723	0,906	1,045	3,5	1,2330	1,52	0,406	1,221	70	1,5490	2,40	0,0286	1,273
0,35	0,5590	0,3125	0,891	1,052	4,0	1,2646	1,59	0,370	1,229	80	1,5514	2,41	0,0250	1,273
0,40	0,5932	0,3516	0,877	1,058	4,5	1,2880	1,66	0,338	1,235	90	1,5520	2,41	0,0222	1,273
0,45	0,6240	0,3894	0,863	1,064	5,0	1,3138	1,73	0,314	1,240	100	1,5560	2,42	0,02001	1,273
0,50	0,6533	0,4264	0,849	1,070	5,5	1,3340	1,78	0,293	1,244	∞	1,5708	2,467	0,0000	1,273

El coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la chapa al ambiente es $\alpha = 35$ W/(m²·°C).

Indicación. Para valorar el carácter de la distribución de la temperatura en la sección de la chapa calculamos los valores del criterio de Biot:

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha\delta}{\lambda} = \frac{35 \cdot 0{,}01}{45{,}5} = 0{,}0077 \ll 0{,}1.$$

Puesto que $\mathrm{Bi} \ll 0{,}1$ se puede considerar que la temperatura en la sección de la chapa es igual en todos los puntos y se puede hacer uso de la fórmula

$$\Theta = \exp(-\mathrm{BiFo}).$$

Respuesta

2 h 15 min.

2-4. Determinar el tiempo τ que se requiere para calentar una chapa de acero con espesor $2\delta = 24$ mm cuya temperatura inicial era $t_0 = 25$°C y que fue introducida en un horno con temperatura $t_f = 600$°C. Considerar que el calentamiento ha concluido cuando la temperatura de la chapa alcanza el valor $t = 450$°C.

El coeficiente de conductibilidad térmica, el calor específico y la densidad del acero son, respectivamente, $\lambda = 45{,}4$ W/(m·°C); $c = 0{,}502$ kJ/(kg·°C); $\rho = 7\,800$ kg/m³, y el coeficiente de traspaso de calor hacia la superficie de la chapa es $\alpha = 23{,}3$ W/(m²·°C).

Respuesta

$\tau = 45$ min.

2-5. Un árbol largo de acero con diámetro $d = 2r_0 = 120$ mm y cuya temperatura era $t_0 = 20$°C fue introducido en un horno con temperatura $t_f = 820$°C.

Determinar el tiempo τ que se requiere para calentar el árbol si el calentamiento se considera terminado cuando la temperatura en el eje del árbol $t_{r=0} = 800$°C. Determinar también la temperatura en la superficie del árbol $t_{r=r_0}$ al finalizar el calentamiento.

Los coeficientes de conductibilidad térmica y de conductibilidad de la temperatura para el acero son, respectivamente, $\lambda = 21$ W/(m·°C) y $a = 6{,}11 \cdot 10^{-6}$ m²/s. El coeficiente de traspaso de calor hacia la superficie del árbol es $\alpha = 140$ W/(m²·°C).

Respuesta

$\tau = 51$ min; $t_{r=r_0} = 804$°C.

Solución

Las temperaturas en el eje y en la superficie de un cilindro largo durante su calentamiento (enfriamiento) en un medio con temperatura constante se pueden determinar con ayuda de los gráficos $\Theta_{r=0} = F(\mathrm{Bi}, \mathrm{Fo})$, fig. 2-3) y $\Theta_{r=r_0} = F_2(\mathrm{Bi}, \mathrm{Fo})$, (fig. 2-4).

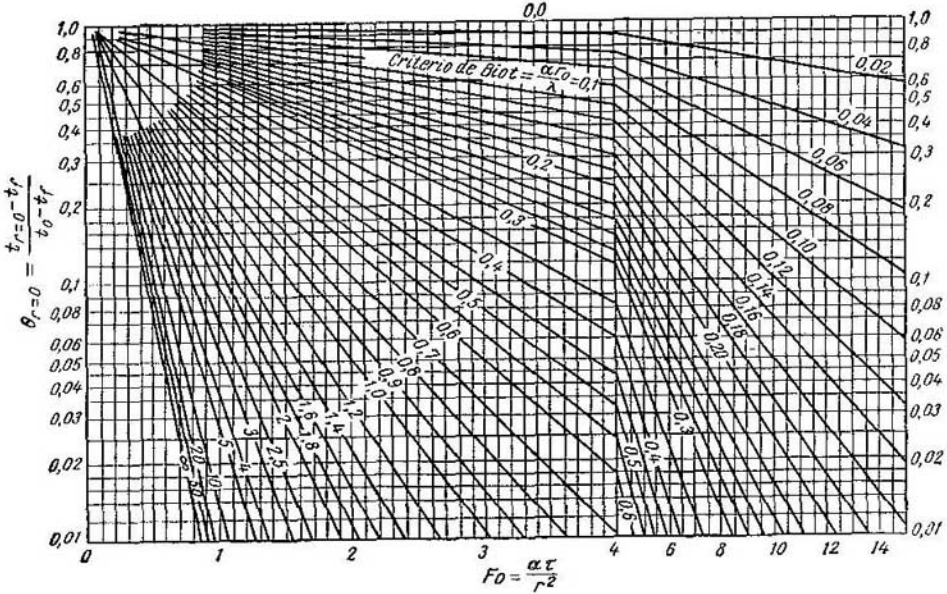

Fig. 2-3. Función $\Theta = F_1$ (Fo, Bi) para el eje del cilindro [L.24]

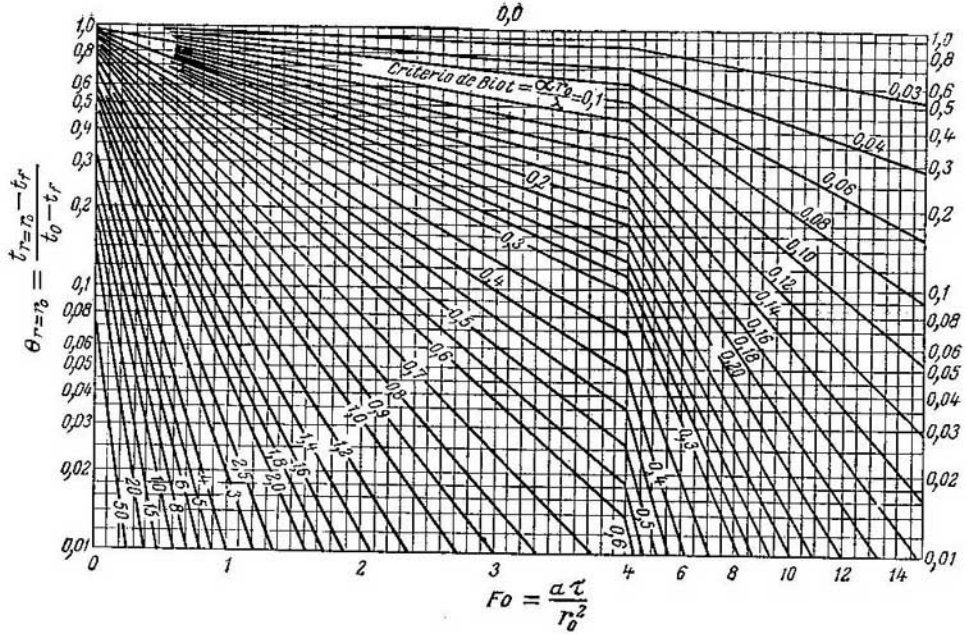

Fig. 2-4. Dependencia $\Theta = F_2$ (Fo, Bi) para la superficie de un cilindro [L.24]

En el caso que examinamos

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha r_0}{\lambda} = \frac{140 \cdot 0{,}06}{21} = 0{,}4;$$

$$\Theta_{r=0} = \frac{t_f - t_{r=0}}{t_f - t_0} = \frac{820 - 800}{820 - 20} = 0{,}025.$$

Para estos valores de Bi y de $\Theta_{r=0}$, mediante el gráfico de la fig. 2-3, hallamos el valor del criterio $\mathrm{Fo} = 5{,}2$. Por consiguiente, el tiempo que se requiere para calentar el árbol

$$\tau = \frac{r_0^2 \mathrm{Fo}}{a} = \frac{(60 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 5{,}2}{6{,}11 \cdot 10^{-6}} = 3060 \text{ s} = 51 \text{ min}.$$

La temperatura adimensional en la superficie del árbol para $\mathrm{Bi} = 0{,}4$ y $\mathrm{Fo} = 5{,}2$ la determinamos mediante el gráfico de la fig. 2-4:

$$\Theta_{r=r_0} = \frac{t_f - t_{r=r_0}}{t_f - t_0} = 0{,}02$$

y, por consiguiente,

$$t_{r=r_0} = t_f - 0{,}02\,(t_f - t_0) = 820 - 0{,}02 \cdot (820 - 20) = 804°\mathrm{C}.$$

2-6. Determinar los valores de las temperaturas en la superficie y en el eje del árbol en las condiciones del problema 2-5 una vez transcurridos 20 y 40 min desde la introducción del árbol en el horno.

Respuesta

cuando $\tau = 20$ min: $t_{r=r_0} = 656°\mathrm{C}$, $t_{r=0} = 620°\mathrm{C}$;
cuando $\tau = 40$ min: $t_{r=r_0} = 763°\mathrm{C}$, $t_{r=0} = 755°\mathrm{C}$.

2-7. Para las condiciones del problema 2-5 determinar la temperatura a la distancia $r = 0{,}5r_0$ del eje del árbol transcurridos $\tau = 20$ min desde el comienzo del calentamiento.

Determinar también, mediante el cálculo, las temperaturas en la superficie y en el eje del árbol una vez transcurrido el mismo intervalo de tiempo y comparar el resultado del cálculo con la respuesta del problema 2-6.

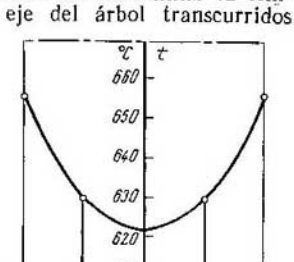

Fig. 2-5. Para los problemas 2-6 y 2-7.

Respuesta

$t_{r=0} = 621°\mathrm{C}$; $t_{r=0,5r_0} = 630°\mathrm{C}$;
$t_{r=r_0} = 656°\mathrm{C}$.

El gráfico de distribución de las temperaturas en la sección del árbol se expone en la fig. 2—5($\tau = 20$ min).

Solución

La temperatura adimensional de un cilindro largo durante el calentamiento (enfriamiento) en un ambiente de temperatura constante se expresa por medio de la ecuación

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2J_1(\varepsilon_n)}{\varepsilon_n \left[J_0^2(\varepsilon_n) + J_1^2(\varepsilon_n)\right]} J_0\left(\varepsilon_n \frac{r}{r_0}\right) \exp\left(-\varepsilon_n^2 \mathrm{Fo}\right), \qquad (2\text{-}2)$$

donde $J_0(\varepsilon_n)$ y $J_1(\varepsilon_n)$ son las funciones de Bessel de primera especie de orden cero y primer orden.

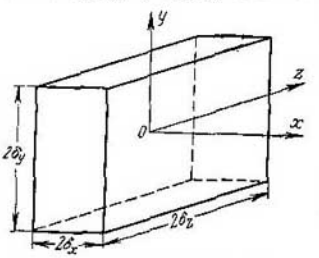

Fig. 2-6. Para el problema 2-8.

Puesto que en el caso que examinamos el criterio

$$\mathrm{Fo} = \frac{a\tau}{r_0^2} = \frac{6{,}11 \cdot 10^{-6} \cdot 1200}{(60 \cdot 10^{-3})^2} = 2{,}04 > 0{,}25,$$

podemos limitarnos con el primer término de la serie; entonces

$$\Theta = N_0 J_0\left(\varepsilon_1 \frac{r}{r_0}\right) \exp\left(-\varepsilon_1^2 \mathrm{Fo}\right),$$

la temperatura adimensional en el eje del cilindro es

$$\Theta_{r=0} = N_0 \exp\left(-\varepsilon_1^2 \mathrm{Fo}\right)$$

y la temperatura adimensional en la superficie del cilindro es

$$\Theta_{r=r_0} = P_0 \exp\left(-\varepsilon_1^2 \mathrm{Fo}\right).$$

Los valores de las magnitudes N_0, P_0, ε_1 y ε_1^2 en dependencia de Bi se exponen en la tabla 2-2.

En el caso que examinamos, para Bi = 0,4, hallamos por la tabla: $N_0 = 1{,}093$; $P_0 = 0{,}903$; $\varepsilon_1 = 0{,}8516$; $\varepsilon_1^2 = 0{,}726$. Por consiguiente, cuando Fo = 2,04.

$$\Theta_{r=0,5r_0} = 1{,}093 J_0\left(\frac{0{,}8516}{2}\right) \exp\left(-0{,}726 \cdot 2{,}04\right) =$$
$$= 1{,}093 \cdot 0{,}9548 \cdot 0{,}2276 = 0{,}238;$$
$$t_{r=0,5r_0} = t_1 - \Theta_{r=0,5r_0}(t_1 - t_0) = 820 - 0{,}238 \cdot 800 = 630^\circ\mathrm{C};$$
$$\Theta_{r=0} = 1{,}093 \cdot 0{,}2276 = 0{,}2485;$$
$$t_{r=0} = 820 - 0{,}2485 \cdot 800 = 621^\circ\mathrm{C};$$
$$\Theta_{r=r_0} = 0{,}903 \cdot 0{,}2276 = 0{,}205;$$
$$t_{r=r_0} = 820 - 0{,}205 \cdot 800 = 656^\circ\mathrm{C}.$$

2-8. Un lingote de acero de forma de paralelepípedo con dimensiones $200 \times 400 \times 500$ mm (fig. 2-6) tenía una temperatura inicial $t_0 = 20^\circ$C y, seguidamente, fue introducido en un horno con temperatura $t_1 = 1\,400^\circ$C.

Coeficientes para el cálculo del enfriamiento (calentamiento) de un cilindro largo de radio r_0 [L.24]

$Bi=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P_0	N_0	$Bi=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P_0	N_0	$Bi=\frac{\alpha\delta}{\lambda}$	ε_1	ε_1^2	P_0	N_0
0,00	0,0000	0,0000	1,000	1,000	0,55	0,9808	0,962	0,869	1,124	6,0	2,0490	4,20	0,299	1,527
0,01	0,1412	1,0200	0,998	1,002	0,60	1,0184	1,036	0,858	1,134	7,0	2,0937	4,38	0,262	1,541
0,02	0,1995	0,0398	0,995	1,005	0,70	1,0873	1,184	0,836	1,154	8,0	2,1286	4,53	0,234	1,551
0,04	0,2814	0,0792	0,990	1,010	0,80	1,1490	1,322	0,815	1,172	9,0	2,1566	4,65	0,210	1,560
0,06	0,3438	0,1183	0,985	1,014	0,90	1,2048	1,453	0,795	1,190	10	2,1795	4,75	0,191	1,566
0,08	0,3960	0,1569	0,980	1,019	1,00	1,2558	1,580	0,774	1,208	12	2,2181	4,92	0,161	1,575
0,10	0,4417	0,1951	0,975	1,024	1,20	1,3450	1,81	0,738	1,239	14	2,2428	5,03	0,137	1,581
0,12	0,4726	0,2329	0,970	1,029	1,40	1,4250	2,03	0,704	1,268	16	2,2627	5,12	0,120	1,585
0,14	0,5200	0,2704	0,965	1,034	1,60	1,4900	2,22	0,671	1,295	18	2,2760	5,18	0,106	1,588
0,16	0,5545	0,3075	0,960	1,039	1,80	1,5460	2,39	0,639	1,319	20	2,2890	5,24	0,095	1,590
0,18	0,5868	0,3443	0,956	1,044	2,00	1,5994	2,55	0,610	1,340	25	2,3108	5,34	0,076	1,595
0,20	0,6170	0,3807	0,951	1,048	2,2	1,6432	2,70	0,584	1,357	30	2,3261	5,41	0,065	1,598
0,22	0,6455	0,4167	0,946	1,053	2,4	1,6852	2,84	0,558	1,375	35	2,3366	5,46	0,056	1,600
0,24	0,6726	0,4524	0,941	1,057	2,6	1,7234	2,97	0,534	1,392	40	2,3455	5,50	0,050	1,602
0,26	0,6983	0,4877	0,937	1,062	2,8	1,7578	3,09	0,513	1,406	50	2,3572	5,55	0,040	1,603
0,28	0,7229	0,5226	0,932	1,067	3,0	1,7887	3,20	0,492	1,420	60	2,3651	5,59	0,0333	1,604
0,30	0,7465	0,5572	0,927	1,071	3,5	1,8547	3,44	0,446	1,449	70	2,3707	5,62	0,0286	1,604
0,35	0,8012	0,642	0,915	1,082	4,0	1,9081	3,64	0,407	1,472	80	2,3750	5,64	0,0250	1,605
0,40	0,8516	0,726	0,903	1,093	4,5	1,9519	3,81	0,374	1,489	90	2,3791	5,66	0,0222	1,605
0,45	0,8978	0,806	0,891	1,103	5,0	1,9898	3,96	0,345	1,504	100	2,3809	5,67	0,0200	1,606
0,50	0,9408	0,888	0,880	1,114	5,5	2,0224	4,09	0,320	1,516	∞	2,4048	5,784	0,0000	1,606

Determinar la temperatura t_{cent} en el centro del lingote transcurridas $\tau = 1{,}5$ horas desde su introducción en el horno.

Los coeficientes de conductibilidad térmica y de conductibilidad de la temperatura son, respectivamente, $\lambda = 37{,}2$ W/(m·°C), $a = 6{,}94 \cdot 10^{-6}$ m²/s, y el coeficiente de traspaso de calor en la superficie del lingote es $\alpha = 186$ W/(m²·°C).

Respuesta

$$t_{cent} = 1\,282^{\circ}\text{C}.$$

Solución

La temperatura adimensional en cualquier punto del paralelepipedo es igual al producto de las temperaturas adimensionales de las tres láminas infinitas cuya intersección dio lugar a la formación del paralelepípedo.

Por consiguiente, la temperatura en el centro del paralelepípedo se puede hallar por la ecuación

$$\frac{t_f - t_{cent}}{t_f - t_0} = \frac{t_f - t_{x=0}}{t_f - t_0} \cdot \frac{t_f - t_{y=0}}{t_f - t_0} \cdot \frac{t_f - t_{z=0}}{t_f - t_0}.$$

Las temperaturas de las láminas $t_{x=0}$, $t_{y=0}$, $t_{z=0}$ se pueden hallar mediante el gráfico de la dependencia entre la temperatura del centro de una lámina infinita y los criterios Bi y Fo (véase la fig. 2-1). Para la lámina con espesor $2\delta_x = 200$ mm tenemos:

$$\text{Fo}_x = \frac{a\tau}{\delta_x^2} = \frac{6{,}94 \cdot 10^{-6} \cdot 5\,400}{0{,}1^2} = 3{,}75;$$

$$\text{Bi}_x = \frac{\alpha \delta_x}{\lambda} = \frac{186 \cdot 0{,}1}{37{,}2} = 0{,}5.$$

Por el gráfico hallamos que cuando $\text{Fo}_x = 3{,}75$ y $\text{Bi}_x = 0{,}5$

$$\frac{t_f - t_{x=0}}{t_f - t_0} = 0{,}22.$$

De manera análoga, para la lámina con espesor $2\delta_y = 400$ mm, tenemos

$$\text{Fo}_y = 0{,}937; \quad \text{Bi}_y = 1{,}0.$$

Por el gráfico hallamos:

$$\frac{t_f - t_{y=0}}{t_f - t_0} = 0{,}57.$$

Para la lámina con espesor $2\delta_z = 500$ mm, tenemos

$$\text{Fo}_z = 0{,}6; \quad \text{Bi}_z = 1{,}25$$

y

$$\frac{t_f - t_{z=0}}{t_f - t_0} = 0{,}68.$$

Por lo tanto,

$$\frac{t_f - t_{cent}}{t_f - t_0} = 0{,}22 \cdot 0{,}57 \cdot 0{,}68 = 0{,}0852$$

y la temperatura en el centro del lingote es

$$t_{cent} = t_f - 0{,}0852\,(t_f - t_0) = 1\,400 - 0{,}0852\,(1400 - 200) = 1282°C.$$

2-9. En las condiciones del calentamiento del lingote examinadas en el problema 2-8 hallar las temperaturas en el centro de las caras de dimensión 200×400 mm y 200×500 mm.

Respuesta

$$t_{x=0;\ y=0;\ z=\delta_z} = 1\,331°C;$$
$$t_{x=0;\ y=\delta_y;\ z=0} = 1\,323°C.$$

2-10. Un tocho de acero de forma cilíndrica con diámetro $d = 80$ mm y longitud $l = 160$ mm (fig. 2-7) fue calentado uniformemente en el momento inicial de tiempo hasta la temperatura $t_0 = 800°C$. El tocho se enfría en el aire cuya temperatura $t_f = 30°C$.

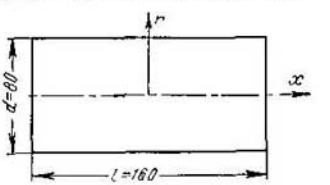

Fig. 2-7. Para el problema 2-10.

Determinar la temperatura en el centro del tocho $t_{x=0;\ r=0}$ y en el centro de la superficie de tope $t_{r=0;\ x=l/2}$ transcurridos $\tau = 30$ min desde el comienzo del enfriamiento.

Los coeficientes de conductibilidad térmica y de conductibilidad de la temperatura del acero son, respectivamente, $\lambda = 23{,}3$ W/(m·°C), $a = 6{,}11 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

El coeficiente de traspaso de calor desde la superficie del tocho es $\alpha = 118$ W/(m²·°C).

Respuesta

$$t_{r=0;\ x=0} = 55°C; \quad t_{r=0;\ x=l/2} = 50°C.$$

2-11. En las condiciones de enfriamiento del tocho de acero examinado en el problema 2-10, determinar la temperatura en el centro del tocho y en la mitad de la superficie de tope si las dimensiones de éste se han duplicado, es decir, $d = 160$ mm y $l = 320$ mm, mientras que todas las demás condiciones permanecen invariables.

Respuesta

$$t_{r=0;\ x=0} = 211°C; \quad t_{r=0;\ x=l/2} = 153°C.$$

2-12. Una viga larga de acero cuya sección transversal es rectangular de dimensiones 400×320 mm tenía en el momento inicial

una temperatura $t_0 = 1\,000°C$ y, a continuación, se introdujo para su refrigeración en un medio de temperatura $t_f = 20°C$.

El coeficiente de conductibilidad térmica del acero es $\lambda = 32$ W/(m·°C) y el coeficiente de conductibilidad de la temperatura, $a = 7 \cdot 10^{-6}$ m²/s; el coeficiente de traspaso de calor desde la superficie de la viga durante el proceso de enfriamiento permaneció constante e igual a 170 W/(m²·°C).

Calcular la temperatura en el eje de la viga para $\tau = 1$, 2, 3 y 4 h desde el comienzo de la refrigeración.

Respuesta

$\Theta_1 = 0{,}403$; $\Theta_2 = 0{,}130$; $\Theta_3 = 0{,}424$; $\Theta_4 = 0{,}0137$;
$t_1 = 415°C$; $t_2 = 148°C$; $t_3 = 62°C$; $t_4 = 23°C$.

2-13. Una lámina de acero cuyo espesor es $2\delta = 400$ mm se calienta en un horno que tiene temperatura constante $t_f = 800°C$. La temperatura de la lámina en el momento que fue introducida en el horno era la misma en todas sus partes e igual a $t_0 = 30°C$. El coeficiente de traspaso de calor hacia la superficie de la lámina durante el proceso de calentamiento permaneció constante e igual a $\alpha = 200$ W/(m²·°C). Las dos otras dimensiones de la lámina, en comparación con su espesor, son grandes y, por consiguiente, el campo de temperaturas en la lámina se puede considerar unidimensional.

Determinar la cantidad de calor que se conducirá hacia 1 m² de la lámina en el transcurso de 2 h después del comienzo del calentamiento. El coeficiente de conductibilidad térmica del acero es $\lambda = 37{,}2$ W/(m·°C) y el coeficiente de conductibilidad de la temperatura es $a = 7 \cdot 10^{-6}$ m²/s; la densidad es $\rho = 7\,800$ kg/m³.

Respuesta

$$\bar{\Theta} = 0{,}098; \quad Q = 1\,470 \cdot 10^3 \text{ kJ/m}^2.$$

Solución

El cálculo de la cantidad de calor transmitido (adquirido) por la lámina en el proceso de enfriamiento (calentamiento) durante el intervalo de tiempo desde $\tau = 0$ hasta τ, prácticamente, queda reducido al cálculo de la temperatura adimensional media en el momento τ, es decir, puede ser calculada por la fórmula

$$Q = Q_{tot}(1 - \bar{\Theta}). \tag{2-3}$$

Aquí Q_{tot} es la cantidad total de calor, en J, que puede ser transmitido o adquirido por la lámina durante el tiempo desde $\tau = 0$ hasta $\tau = \infty$:

$$Q_{tot} = 2\delta f \rho c (t_0 - t_f), \text{ en } J, \tag{2-4}$$

donde f es la superficie de una de las caras de la lámina.

La temperatura media adimensional en el momento τ para la lámina puede ser calculada por la fórmula

$$\bar{\Theta} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \operatorname{sen}^2 \varepsilon_n}{\varepsilon_n^2 + \varepsilon_n \operatorname{sen} \varepsilon_n \cos \varepsilon_n} \exp(-\varepsilon_n^2 \, \mathrm{Fo}). \qquad (2\text{-}5)$$

Sustituyendo en la fórmula (2-4) los valores correspondientes de las magnitudes dadas en las condiciones del problema obtenemos:

$$Q_{\mathrm{tot}} = 0{,}4 \cdot 7800 \cdot 682 \cdot (800 - 30) = 1\,630 \cdot 10^3 \ \mathrm{kJ/m^2},$$

donde

$$c = \frac{\lambda}{\rho a} = \frac{37{,}2}{7\,800 \cdot 7 \cdot 10^{-6}} = 682 \ \mathrm{J/(kg \cdot °C)}.$$

Calculemos los criterios Fo y Bi:

$$\mathrm{Fo} = \frac{a\tau}{\delta^2} = \frac{7 \cdot 10^{-6} \cdot 7200}{0{,}2^2} = 1{,}26;$$

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha\delta}{\lambda} = \frac{200 \cdot 0{,}2}{37{,}2} = 1{,}075.$$

El valor del criterio $\mathrm{Fo} > 0{,}3$ y para los cálculos, con suficiente exactitud, se puede hacer uso del primer miembro de la suma (2-5). El valor de ε_1 se halla en la tabla 2-1 partiendo del valor Bi. Sustituyendo en la fórmula (2-5) el valor de ε_1 hallamos:

$$\bar{\Theta} = 0{,}098.$$

Sustituyendo en la ecuación (2-3) los valores calculados de Q_{tot} y $\bar{\Theta}$ hallamos:

$$Q = 1\,630 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0{,}098) = 1\,470 \cdot 10^3 \ \mathrm{kJ/m^2}.$$

2-14. Un cilindro de acero con diámetro $d = 500$ mm se enfría en un ambiente cuya temperatura es constante $t_f = 15°\mathrm{C}$. En el momento inicial la temperatura del cilindro era igual en todas las partes de éste: $t_0 = 450°\mathrm{C}$. El coeficiente de traspaso de calor en todos los puntos de la superficie del cilindro durante el proceso de enfriamiento permaneció constante e igual a 160 $\mathrm{W/(m^2 \cdot °C)}$.

Los coeficientes de conductibilidad térmica y de conductibilidad de la temperatura y la densidad del acero son, respectivamente,

$$\lambda = 49 \ \mathrm{W/(m \cdot °C)}; \quad a = 1{,}4 \cdot 10^{-5} \ \mathrm{m^2/s}; \quad \rho = 7\,850 \ \mathrm{kg/m^3}.$$

Determinar la cantidad de calor que será transferida al ambiente desde 1 m del cilindro durante tres horas una vez comenzado el enfriamiento.

Respuesta

$$Q = 297 \cdot 10^3 \text{ kJ/m}.$$

2-15. Un tocho de acero que tiene forma de barreta con dimensiones de sus lados $480 \times 360 \times 280$ mm se calienta en un horno con temperatura constante $t_f = 800°C$. Antes del comienzo del calentamiento todos los puntos de la barreta tenían igual temperatura, $t_0 = 20°C$. El coeficiente de traspaso de calor hacia la superficie de todas las caras de la barreta durante el proceso de calentamiento permaneció constante e igual a 200 W/(m²·°C).

Los coeficientes de conductibilidad térmica y de conductibilidad de la temperatura y la densidad del acero son, respectivamente:

$$\lambda = 37{,}2 \text{ W/(m·°C)}; \quad a = 7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \rho = 7\,800 \text{ kg/m}^3.$$

Determinar la cantidad de calor que adquiere la barreta durante las 2,5 h transcurridas desde el comienzo del calentamiento.

Respuesta

$$Q = 189 \cdot 10^3 \text{ kJ}.$$

2-16. Un tocho cilíndrico de acero con diámetro $d = 620$ mm y longitud $l = 700$ mm se enfría en un ambiente con temperatura constante $t_f = 20°C$. La temperatura del tocho antes del comienzo del enfriamiento era $t_0 = 600°C$. El coeficiente de traspaso de calor desde la superficie del tocho durante el proceso de enfriamiento permaneció constante e igual a 160 W/(m²·°C). Los coeficientes de conductibilidad térmica y de conductibilidad de la temperatura y la densidad del acero son, respectivamente:

$$\lambda = 49 \text{ W/(m·°C)}; \quad a = 1{,}4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3.$$

Determinar la cantidad de calor que transmitirá el cilindro al ambiente 2,8 h después del comienzo del enfriamiento.

Respuesta

$$Q = 426 \cdot 10^3 \text{ kJ}.$$

2-17. Una pared de ladrillo con espesor $2\delta = 500$ mm se halla en contacto por ambas superficies con un ambiente de temperatura constante e igual a 18°C. Los coeficientes de conductibilidad térmica y de conductibilidad de la temperatura y la densidad del material son, respectivamente:

$$\lambda = 0{,}7 \text{ W/(m·°C)}; \quad a = 0{,}647 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \rho = 1\,700 \text{ kg/m}^3.$$

¿Cómo variará la temperatura en la superficie y en el centro de la mampostería en el transcurso de una hora si, de súbito, la temperatura del ambiente desciende hasta 8°C? El coeficiente de traspaso de calor desde la superficie de la mampostería permanece constante e igual a 7 W/(m²·°C).

Observación. En el problema el número $Fo < 0,3$ y, por consiguiente, para hallar la temperatura no podemos limitarnos con el primer término de la serie, teniendo que calcular no menos de tres miembros de la suma. (Los valores de las raíces de la ecuación (2-1) se pueden encontrar en [L.24]).

Respuesta

La temperatura en la superficie de la mampostería es $t_{x=\delta} = 14,3°C$. La temperatura en el centro de la mampostería es $t_{x=0} = 18°C$ y, por lo tanto, al transcurrir 1 h, las perturbaciones de la temperatura, prácticamente, no han alcanzado todavía el centro de la pared.

2-18. En una instalación experimental para la determinación del coeficiente de conductibilidad de la temperatura de los cuerpos sólidos mediante el método de régimen regular el material que se estudia ha sido introducido en un calorímetro cilíndrico con diámetro $d = 50$ mm y longitud $l = 75$ mm. Después del calentamiento previo, el calorímetro se enfría en un termostato de agua (fig. 2-8) en el que la temperatura de ésta t_f se mantiene constante e igual a 20°C.

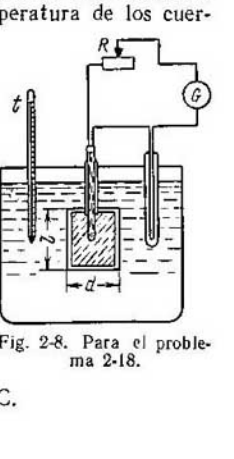

Fig. 2-8. Para el problema 2-18.

Calcular el valor del coeficiente de conductibilidad de la temperatura del material que se analiza si durante el proceso de enfriamiento, después de comenzado el régimen regular, la temperatura de la muestra en el punto de empotramiento del termopar en el transcurso de $\Delta\tau = 7$ min disminuyó desde $t_1 = 30°C$ hasta $t_2 = 22°C$.

Respuesta

$$a = 3,47 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}.$$

2-19. En una instalación experimental para la determinación del coeficiente de conductibilidad térmica de los cuerpos sólidos mediante el método de régimen regular el material que se estudia ha sido introducido en un calorímetro esférico con radio $r_0 = 30$ mm. Después de un calentamiento previo el calorímetro se enfría en un termostato de aire en el que la temperatura t_f se mantiene constante e igual a 20°C.

Como resultado de investigaciones previas se ha establecido que el coeficiente de traspaso de calor de la superficie del calorímetro al ambiente es $\alpha = 7$ W/(m²·°C) y que el coeficiente de conductibilidad de la temperatura es $a = 3,47 \cdot 10^{-7}$ m²/s (veáse el problema 2-18).

Calcular el coeficiente de conductibilidad térmica del material que se analiza si durante el proceso de enfriamiento, después de haber comenzado el régimen regular, la temperatura en el centro del calorímetro en el transcurso de $\Delta\tau = 15$ min disminuyó desde $t_1 = 27°C$ hasta $t_2 = 24°C$.

Respuesta

$$\lambda = 0{,}35 \text{ W/(m·°C)}.$$

2-20. Determinar el ritmo de enfriamiento de un cuerpo que cuando $\tau = 0$ tenía una temperatura uniforme de $t_0 = 210°C$. El cuerpo fue introducido para su enfriamiento en un medio con temperatura constante $t_f = 195°C$. Los resultados de la medición de la temperatura excesiva del cuerpo a lo largo del tiempo en las divisiones de escala del galvanómetro se exponen a continuación:

τ, min	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
Número de divisiones	330	300	281	262	245	230	214	200	187	175	165	155	145	131,5	129

Respuesta

$$m = 2{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ 1/s}.$$

2-21. Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de una esfera al aire durante la convección libre. La esfera con diámetro $d = 60$ mm está fabricada de acero y en el período de enfriamiento regular tenía un ritmo de enfriamiento $m = 16{,}7 \cdot 10^{-5}$ 1/s. Admitir que el coeficiente de irregularidad en la distribución de la temperatura $\psi = 1$.

La densidad y el calor específico del acero son: $\rho = 7900$ kg/m³; $c = 460$ J/(kg·°C).

Comprobar si en este caso se puede admitir que $\psi = 1$.

Respuesta

$$\alpha = 6{,}06 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

CAPÍTULO TERCERO

Elaboración de los datos experimentales mediante el método de la teoría de la semejanza

3-1. Se requiere determinar de manera experimental la distribución de las temperaturas en un árbol largo de acero con diámetro $d = 400$ mm una vez transcurridas $\tau = 2{,}5$ h desde que éste fue introducido en el horno.

Los coeficientes de conductibilidad térmica y de conductibilidad de la temperatura para el acero son, respectivamente, $\lambda = 42$ W/(m·°C) y $a = 1{,}18 \cdot 10^{-5}$ m²/s. El coeficiente de traspaso de calor al árbol en el horno es $\alpha = 116$ W/(m²·°C).

Se ha decidido efectuar la investigación en un horno pequeño utilizando un modelo del árbol de semejanza geométrica fabricado de acero aleado. Para el modelo $\lambda_m = 16$ W/(m·°C); $a_m = 0{,}53 \cdot 10^{-5}$ m²/s; $\alpha_m = 150$ W/(m²·°C).

Determinar el diámetro d_m del modelo del árbol y el intervalo de tiempo una vez transcurrido el cual se debe medir la distribución de las temperaturas del modelo introducido en el horno.

Respuesta

$$d_m = 117{,}5 \text{ mm}; \quad \tau_m = 1\,735 \text{ s}.$$

Solución

La semejanza de los campos de temperaturas del árbol y de su modelo tendrá lugar cuando exista la igualdad de criterios para el árbol y el modelo:

$$\mathrm{Bi}_m = \mathrm{Bi} \text{ y } \mathrm{Fo}_m = \mathrm{Fo}.$$

Los criterios de Biot y de Fourier para el árbol son

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha r}{\lambda} = \frac{116 \cdot 0{,}2}{42} = 0{,}552;$$

$$\mathrm{Fo} = \frac{a\tau}{r^2} = \frac{1{,}18 \cdot 10^{-5} \cdot 9 \cdot 10^3}{0{,}2^2} = 2{,}66.$$

Partiendo de la condición $\mathrm{Bi}_m = \mathrm{Bi}$ hallamos el diámetro del modelo del árbol:

$$d_m = 2r_m = 2\,\frac{\lambda_m}{\alpha_m}\,\mathrm{Bi} = 2\,\frac{16}{150}\,0{,}552 = 0{,}1175 \text{ m}.$$

Por la condición $Fo_m = Fo$ hallamos el intervalo de tiempo que buscamos:

$$\tau_m = \frac{r_m^2}{a_m} Fo = \frac{(0,05875)^2}{0,53 \cdot 10^{-5}} 2,66 = 1735 \text{ s}.$$

3-2. Determinar el diámetro del modelo del árbol d_m y el valor requerido del coeficiente de traspaso del calor α_m para los cuales, en las condiciones del problema 3-1, la semejanza de los campos de temperaturas comienza transcurridos $\tau_m = 15$ min desde que el modelo fue introducido en el horno.

Determinar también la relación existente entre las dimensiones lineales, el tiempo y las temperaturas para el árbol y el modelo si se sabe que sus temperaturas al introducirlos en los hornos y las temperaturas de éstos eran, respectivamente, $t_0 = 10°C$; $t_{0m} = 20°C$; $t_f = 1000°C$; $t_{fm} = 200°C$.

Respuesta

$$d_m = 85 \text{ mm}; \quad \alpha_m = 208 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad r/r_m = 4,7; \quad \tau/\tau_m = 10; \quad t = 5,5t_m - 100.$$

3-3. En un conducto de vapor recalentado con diámetro $d = 400$ mm se ha instalado un diafragma de medición que debe ser calibrado especialmente, es decir, se debe hallar la dependencia $\Delta p = f(G)$, donde Δp es el salto de las presiones estáticas en el diafragma, en Pa; G es el gasto de vapor, en kg/s.

Puesto que por causas de la producción no se pudo calibrar directamente la muestra, se fabricó para dicho fin un modelo en escala 1/5 de la magnitud natural.

Como resultado de los ensayos del modelo en el agua, cuya temperatura es $t_{fm} = 20°C$, se obtuvieron los valores de los saltos de las presiones en el diafragma para diferentes gastos de agua. Los resultados de las mediciones se exponen a continuación:

Δp, Pa	477	1 178	4 520	18 050	72 200
G, kg/s	2,22	4,44	8,88	17,76	35,52

Hallar la dependencia $\Delta p = f(G)$ para la muestra cuando el vapor circula en la zona automodelada e indicar los límites de su aplicación. La presión del vapor es $p = 98$ kPa. La temperatura del vapor es $t_f = 250°C$.

Respuesta

$$\Delta p = 222\,G^2 \text{ cuando } Re > 1,42 \cdot 10^6.$$

Solución

Elaboremos los datos experimentales en los criterios de la semejanza y construyamos la dependencia $Eu = f(Re)$. Esta dependencia será válida también para el vapor. Por ello, mediante la dependencia $Eu = f(Re)$ obtenida para el modelo, se puede hallar

la dependencia $\Delta p = f(G)$ para el caso cuando el vapor circula en la muestra.

Para determinar la dependencia $\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re})$ calculamos los valores de los criterios para los datos experimentales de la calibración en el modelo.

El criterio de Euler

$$\mathrm{Eu} = \frac{\Delta p_m}{\rho_m w_m^2}.$$

Teniendo en cuenta que la velocidad

$$w_m = \frac{4G_m}{\rho_m \pi d_m^2}$$

obtenemos

$$\mathrm{Eu} = \frac{\Delta p_m}{\rho_m} \left(\frac{\rho_m \pi d_m^2}{4G_m} \right)^2.$$

Para el agua, cuando $t_{t\,m} = 20°\mathrm{C}$, $\rho_m = 998\ \mathrm{kg/m^3}$ y $\nu_m = 1 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s}$. Aquí y en lo sucesivo las propiedades físicas del fluido y otro material de información necesario para los cálculos al resolver los problemas se pueden tomar de las tablas del apéndice (véase la pág. 297).

Sustituyendo las magnitudes conocidas hallamos:

$$\mathrm{Eu} = 998 \left(\frac{3{,}14 \cdot 0{,}08^2}{4} \right)^2 \frac{\Delta p_m}{G_m^2} = 2{,}51 \cdot 10^{-2} \frac{\Delta p_m}{G_m^2}.$$

El criterio de Reynolds

$$\mathrm{Re} = \frac{w_m d_m}{\nu_m} = \frac{4G_m}{\rho_m \nu_m \pi d_m} = 15\,930\ G_m,$$

donde

$$d_m = \frac{d}{5} = \frac{0{,}4}{5} = 0{,}08\ \mathrm{m}.$$

Sustituyendo los valores G_m y Δp_m obtenidos durante la calibración del diafragma calculamos los valores correspondientes de los criterios de semejanza. Los resultados de estos cálculos se exponen en la tabla siguiente:

Δp_m, Pa	G_m, kg/s	W_m, m/s	Eu	Re
477	2,22	0,443	2,44	35 400
1178	4,44	0,886	1,505	70 800
4520	8,88	1,772	1,44	141 600
18050	17,76	3,544	1,44	283 200
72200	35,52	7,088	1,44	566 400

Según estos datos se construyó la curva de la dependencia $Eu = f(Re)$ (fig. 3-1).

De la tabla y del gráfico es obvio que cuando $Re > 1{,}42 \cdot 10^5$ $Eu = const = 1{,}44$ (zona automodelada). Por consiguiente, cuando el vapor circula a través de la muestra con $Re > 1{,}42 \cdot 10^5$ el criterio $Eu = 1{,}44$. Haremos uso de esta relación para hallar la dependencia incógnita. Para la muestra, cuando circula vapor,

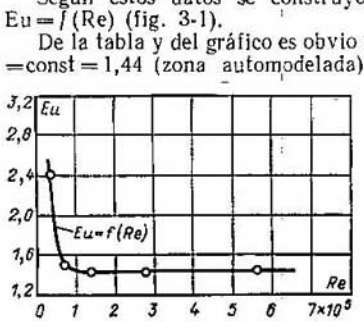

Fig. 3-1. Para el problema 3-3.

$$\Delta p = Eu\, \rho w^2 = \frac{1{,}44}{v} w^2 = \frac{1{,}44}{2{,}452} w^2 = 0{,}587 w^2,$$

donde, si $p = 98$ kPa y $t_f = 250$°C, el volumen específico será $v = 2{,}452$ m³/kg.

Sustituyendo la velocidad por el gasto

$$w = \frac{Gv}{0{,}785 d^2},$$

donde G es el gasto en kg/s, obtenemos:

$$\Delta p = 0{,}587 \left(\frac{2{,}452}{0{,}785 \cdot 0{,}4^2} \right)^2 G^2,$$

y de aquí

$$\Delta p = 222 G^2 \text{ cuando } Re > 1{,}42 \cdot 10^5.$$

3-4. Durante la circulación laminar de un fluido por un tubo recto y redondo de sección constante, la caída de presión, en Pa, en un tramo de longitud l, que se encuentra a bastante distancia de la entrada, queda determinada por la ecuación

$$\Delta p = \frac{128}{\pi} \frac{\mu V l}{d^4},$$

donde μ es el coeficiente dinámico de la viscosidad, en Pa·s; V, el gasto volumétrico, en m³/s; d, el diámetro del tubo, en m.

Representar esta ecuación en forma de dependencia entre los criterios de semejanza y en forma de dependencia para el coeficiente de rozamiento:

$$Eu = f(Re) \text{ y } \xi = f_1(Re),$$

donde

$$\xi = 2 \frac{\Delta p}{\rho w^2} \frac{d}{l}.$$

Respuesta

$$Eu = \frac{32}{Re} \frac{l}{d}; \quad \xi = \frac{64}{Re}.$$

3-5. Por un tubo de diámetro $d = 16$ mm y longitud $l = 2{,}1$ m circula agua caliente que, a través de la pared del tubo, transmite el calor al ambiente exterior.

El gasto de agua a tráves del tubo es $G = 0{,}0091$ kg/s; las temperaturas del agua en la entrada y en la salida son, respectivamente, $t_{f1} = 87{,}2$°C y $t_{f2} = 29$°C; la temperatura media de la pared del tubo es $t_c = 15{,}3$°C.

Calcular los valores de los criterios Nu, Re y Pe tomando en calidad de temperatura determinante la temperatura media aritmética del fluido. El coeficiente de traspaso de calor debe referirse a la diferencia media aritmética entre las temperaturas del agua y de la pared.

Respuesta

$$Nu = 11{,}9; \quad Re = 1\,485; \quad Pe = 4600.$$

3-6. Calcular el coeficiente de traspaso de calor y el número Nu para las condiciones del problema 3-5 si el coeficiente de traspaso de calor se refiere a la diferencia media logarítmica entre las temperaturas del fluido y de la pared. Comparar los valores obtenidos con el resultado del problema 3-5.

Respuesta

$$\alpha_l = 597 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad Nu_l = 14{,}5.$$

3-7. Calcular el número de Euler y el coeficiente de resistencia del rozamiento para las condiciones del problema 3-5 si el salto de presión a lo largo del tubo es $\Delta p = 5{,}88$ Pa.

Respuesta

$$Eu = 2{,}82; \quad \xi = 0{,}0431.$$

3-8. En un modelo aéreo de una caldera de vapor fabricado en escala 1/8 de la magnitud natural se efectuó el estudio de la termotransferencia por convección. Para diferentes velocidades del aire se obtuvieron los siguientes valores del coeficiente de traspaso de calor del primer conducto de gases del modelo:

W_m, m/s	2,0	3,14	4,65	8,8
α_m, W/(m^2·°C)	50,4	68,6	90,6	141

La temperatura media del aire que circula a través del modelo es $t_{l\,m} = 20$°C. El diámetro de los tubos del modelo es $d_m = 12{,}5$ mm. Al elaborar los datos experimentales el coeficiente de traspaso de calor α_m fue referido a la media aritmética de la diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared.

Basándose en los datos obtenidos en el modelo hallar la fórmula para el cálculo de la termotransferencia por convección en el 1er conducto de gases de la caldera en forma de la dependencia $Nu = f(Re)$.

Respuesta

$$Nu = 0{,}15\,Re^{0{,}665}.$$

Solución

Según los datos obtenidos en el modelo buscamos la dependencia para la termotransferencia en la forma $Nu = C\,Re^{n}$.

El número $Nu_m = \frac{\alpha_m d_m}{\lambda_f}$ y el número $Re = \frac{w_m d_m}{\nu_f}$,

en donde para el aire, cuando $t_{fm} = 20°C$, $\lambda_f = 0{,}026$ W/(m·°C) y $\nu_f = 15{,}06 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

Sustituyendo los respectivos valores en las expresiones para los números Nu y Re obtenemos:

$$Nu_m = 0{,}481\alpha_m; \quad Re_m = 830\,w_m.$$

Los resultados del cálculo de los números Nu_m y Re_m para los respectivos valores de α_m y w_m se exponen en la tabla:

w_m, m/s	α_m, W/(m²·°C)	Re_m	Nu_m
2,0	50,4	1660	24,2
3,14	68,6	2600	33,0
4,65	90,6	3860	43,6
8,8	141	7300	68,0

Con estos datos construimos la dependencia $Nu_m = f(Re_m)$ en coordenadas logarítmicas (fig. 3-2). Por la tangente del ángulo de inclinación de la curva respecto al eje de las abscisas hallamos el exponente n y, a continuación, la constante C: $C = Nu_m/Re_m^n$. Obtenemos la fórmula de cálculo $Nu = 0{,}15Re^{0{,}665}$, que es válida en los límites $1\,600 \leqslant Re \leqslant 7\,300$.

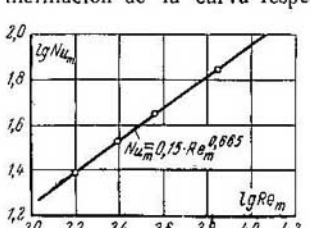

Fig. 3-2. Para el problema 3-8.

3-9. Determinar la cantidad de calor transferida de los gases a las paredes de los tubos del primer conducto de gases de la caldera, los resultados del estudio de la cual fueron expuestos en el problema 3-8, si se conocen los datos siguientes: la velocidad media del gas es $w = 6$ m/s; las temperaturas de los gases de desecho en el comienzo y al final del primer conducto de gases de la caldera son, respectivamente, $t_{f1} = 900°C$ y $t_{f2} = 700°C$; la temperatura de las paredes de los tubos, $t_c = 250°C$; la superficie de calentamiento del conducto de gases, $F = 500$ m².

Admitir en calidad de temperatura determinante la temperatura media aritmética $t_f = 0{,}5(t_{f1} + t_{f2})$. La composición de los gases de desecho es: $\bar{p}_{CO_2} = 0{,}13$; $\bar{p}_{H_2O} = 0{,}11$; $\bar{p}_{N_2} = 0{,}76$.

Respuesta

$$\alpha = 44{,}4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad Q = 12{,}2 \cdot 10^3 \text{ kW}.$$

3-10. En una instalación experimental se investigó la termotransferencia durante el flujo transversal del aire alrededor de un cilindro aislado. Como resultado de los experimentos se obtuvieron los valores de los coeficientes de traspaso de calor α_1 y α_2, en W/(m²·°C) para dos cilindros cuyos diámetros son, respectivamente, $d_1 = 10$ mm y $d_2 = 20$ mm. Estos coeficientes fueron determinados para una temperatura constante $t_f = 20$°C y diversas velocidades del flujo incidente w, en m/s.

Los datos de los experimentos se exponen en la tabla siguiente:

w, m/s	2,0	5,0	10	20
α_1, W/(m²·°C)	39,5	71,2	106,5	165,3
α_2, W/(m²·°C)	31,2	55,6	83,4	128

Hallar la dependencia de los criterios para la termotransferencia $\text{Nu}_f = C\,\text{Re}_f^n$. Comparar los gráficos $\alpha_1 = f_1(w)$ y $\alpha_2 = f_2(w)$.

Respuesta

$$\text{Nu}_f = 0{,}18\text{Re}_f^{0{,}62}.$$

La comparación de los gráficos demuestra que para una misma velocidad los coeficientes de traspaso de calor se diferencian aproximadamente en un 30%. En la elaboración de criterios la dependencia $\text{Nu} = f(\text{Re})$ que se obtiene es de un mismo significado para ambos cilindros.

3-11. La investigación de las pérdidas de calor de la superficie de los conductos horizontales de vapor en las condiciones de convección libre se efectuó en una instalación de laboratorio en la que las mediciones se tomaron para un tubo horizontal con diámetro $d = 30$ mm.

Los experimentos se efectuaron para diferentes temperaturas de la pared del tubo. Con esto se obtuvieron los siguientes valores del coeficiente de traspaso de calor:

α, W/(m²·°C)	11,75	12,34	12,87	13,34	13,75
t_c, °C	210	250	290	330	370

La temperatura del ambiente t_f lejos de la superficie del tubo permaneció constante e igual a 30°C.

Basándose en los valores de los coeficientes de traspaso de calor obtenidos experimentalmente hallar la dependencia generalizada para el cálculo de la termotransferencia en las condiciones de la convección libre. Teniendo en cuenta que el criterio Pr para el aire permanece prácticamente constante en un amplio intervalo de temperaturas la dependencia se debe buscar en la forma $Nu = f(Gr)$.

Al elaborar los datos experimentales tomar como temperatura determinante la temperatura del aire lejos de la superficie del tubo.

Respuesta

$$Nu = 0{,}47Gr^{0{,}25} \text{ cuando } 6 \cdot 10^5 < Gr < 1{,}2 \cdot 10^8.$$

CAPÍTULO CUARTO

Termotransferencia durante el contorneo longitudinal forzado de una superficie plana

4-1. Una lámina fina con longitud $l_0 = 2$ m y anchura $a = 1{,}5$ m está contorneada por un flujo longitudinal de aire (fig. 4-1). La velocidad y la temperatura del flujo incidente son, respectivamente, $w_0 = 3$ m/s y $t_0 = 20°C$. La temperatura de la superficie de la lámina es $t_c = 90°C$.

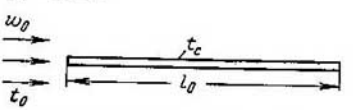

Fig. 4-1. Para el problema 4-1.

Determinar el coeficiente medio de traspaso de calor a lo largo de la lámina y la cantidad de calor que transmite la lámina al ambiente.

Respuesta

$$\alpha = 4{,}87 \text{ W/(m}^2\cdot°\text{C)}; \quad Q = 2050 \text{ W}.$$

Solución

Para el aire, cuando $t_0 = 20°C$, $\nu = 15{,}06 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda = 2{,}59 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C); $Pr = 0{,}703$. El número de Reynolds

$$Re = \frac{w_0 l_0}{\nu} = \frac{3{,}2}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 3{,}98 \cdot 10^5 < 5 \cdot 10^5 *$$

y, por consiguiente, el régimen en la capa límite es laminar. En estas condiciones la termotransferencia media a lo largo puede ser calculada por la fórmula [L.4]

$$Nu = 0{,}67\, Re^{1/2} Pr^{1/3}, \tag{4-1}$$

donde

$$Nu = \frac{\alpha l_0}{\lambda}; \quad Re = \frac{w_0 l_0}{\nu},$$

* En la práctica frecuentemente se toma el valor crítico del número de Reynolds $Re_{cr} = 1 \cdot 10^5$.

y las propiedades físicas se eligen por la temperatura del flujo incidente t_0.

En el caso que examinamos

$$Nu = 0{,}67\,(3{,}98 \cdot 10^5)^{1/2}\,(0{,}703)^{1/3} = 375$$

y el coeficiente de traspaso de calor

$$\alpha = Nu\,\frac{\lambda}{l_0} = 375\,\frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{2} = 4{,}87\ \text{W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

La cantidad de calor que se transmite desde ambos lados de la lámina

$$Q = \alpha\,(t_c - t_0)\,F = 4{,}87\,(90 - 20) \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1{,}5 = 2050\ \text{W}.$$

4-2. Calcular en las condiciones del problema 4-1 el espesor de la capa límite hidrodinámica y los valores de los coeficientes locales de traspaso de calor a diferentes distancias del borde delantero de la lámina $x = 0{,}1l_0$; $0{,}2l_0$; $0{,}5l_0$ y $1{,}0l_0$. Construir el gráfico de la dependencia existente entre el espesor de la capa límite hidrodinámica δ_{lam} y el coeficiente de traspaso de calor, por un lado, y la distancia relativa x/l_0, por otro.

Respuesta

x/l_0	0,1	0,2	0,5	1,0
δ_{lam} mm	4,66	6,58	10,4	14,7
α_x, W/(m^2·°C)	7,73	5,65	3,45	2,44

Solución

De acuerdo a los datos del problema 4-1 la transferencia del calor transcurre en las condiciones de la capa laminar límite. El espesor de ésta y el coeficiente local de traspaso de calor a la distancia x del borde delantero de la lámina se determinan por las fórmulas [L.4, 12]:

$$\delta_{lam} = \frac{4{,}64x}{\sqrt{Re_x}} \tag{4-2}$$

y

$$Nu_x + 0{,}335 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}, \tag{4-3}$$

donde

$$Nu_x = \frac{\alpha_x x}{\lambda} \quad \text{y} \quad Re_x = \frac{w_0 x}{\nu}.$$

A la distancia $x = 0{,}1l_0$

$$\mathrm{Re}_x = \frac{w_0 (0{,}1l_0)}{\nu} = \frac{3 \cdot 0{,}2}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 3{,}98 \cdot 10^4;$$

$$\delta_{\mathrm{lam}} = \frac{4{,}64 \cdot 0{,}2}{\sqrt{3{,}98 \cdot 10^4}} = 4{,}66 \cdot 10^{-3} \text{ m};$$

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}335 (3{,}98 \cdot 10^4)^{1/2} (0{,}703)^{1/3} = 59{,}5.$$

$$\alpha_x = \mathrm{Nu}_x \frac{\lambda}{x} = 59{,}5 \frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{0{,}2} = 7{,}73 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

De manera análoga se calculan las magnitudes buscadas para otros valores de x/l_0. Los resultados de los cálculos se exponen en la tabla incluida en la respuesta del problema y en la fig. 4-2.

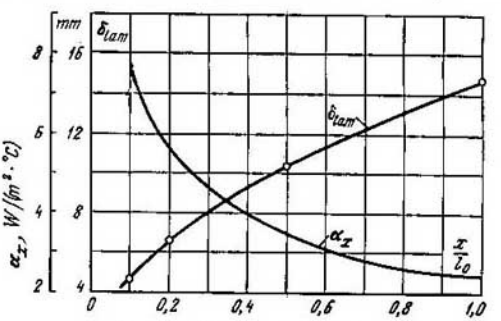

Fig. 4-2. Para el problema 4-2.

4-3. Una lámina delgada de longitud $l_0 = 125$ mm está contorneada por el flujo longitudinal de un fluido. La temperatura del flujo incidente es $t_0 = 20$°C.

Calcular la longitud crítica x_{cr}, el espesor máximo de la capa laminar límite $\delta_{\mathrm{lam\,cr}}$, los valores de los coeficientes locales de traspaso de calor y el espesor de la capa laminar límite a las distancias $x = 0{,}1l_0$; $0{,}2l_0$; $0{,}5l_0$ y $1{,}0l_0$ del borde delantero de la lámina.

Efectuar el cálculo para dos casos:

a) la lámina está contorneada por aire y la velocidad del flujo incidente es $w_0 = 10$ m/s;

b) la lámina está contorneada por agua y $w_0 = 2$ m/s.

En el cálculo admitir $\mathrm{Re}_{x\,cr} = 5 \cdot 10^5$.

Respuesta

Cuando el contorneo es por aire $x_{cr} = 0{,}75$ m, $\delta_{\mathrm{lam\,cr}} = 4{,}93$ mm; cuando el contorneo es por agua $x_{cr} = 0{,}25$, $\delta_{\mathrm{lam\,cr}} = 1{,}65$ mm.

x/l_0	0,1	0,2	0,5	1,0
α_x, W/(m²·°C):				
aire	56,4	39,9	25,1	17,8
agua	4820	3420	2150	1520
δ_{lam}, mm:				
aire	0,635	0,895	1,42	2,00
agua	0,366	0,516	0,822	1,15

4-4. Calcular para las condiciones del problema 4-3 los valores del coeficiente medio de traspaso de calor y el flujo calorífico en 1 m de la lámina q_l para el aire y el agua, cuando la temperatura en la superficie de la lámina es $t_c = 50°C$.

Respuesta

Cuando el contorneo es por aire, $\alpha = 35{,}7$ W/(m²·°C); $q_l = 279$ W/m; cuando el contorneo es por agua, $\alpha = 3050$ W/(m²·°C); $q_l = 2{,}3 \cdot 10^4$ W/m.

4-5. Una banda delgada de constantán con sección $0{,}1 \times 5$ mm se calienta por corriente eléctrica de intensidad $I = 20$ A. La resistencia eléctrica de 1 m de la banda es $R_l = 1{,}0\Omega$/m.

La banda está contorneada por un flujo longitudinal de agua. La velocidad y la temperatura del flujo incidente son, respectivamente, $w_0 = 0{,}5$ m/s y $t_0 = 10°C$.

Determinar la temperatura de la banda a la distancia de 25 y 200 mm del borde delantero.

Respuesta

Cuando $x = 25$ mm, $t_c = 35{,}2°C$;
cuando $x = 200$ mm, $t_c = 81{,}6°C$.

4-6. Una lámina plana cuya longitud es $l = 1$ m está contorneada por un flujo longitudinal de aire. La velocidad y la temperatura del flujo incidente son $w_0 = 80$ m/s y $t_0 = 10°C$. Delante de la lámina se ha instalado una rejilla generadora de torbellinos y, debido a esto, el movimiento en la capa límite a lo largo de toda la lámina es turbulento.

Calcular el valor medio del coeficiente de traspaso de calor desde la superficie de la lámina y el valor del coeficiente local de traspaso de calor en el borde posterior. Calcular también el espesor de la capa hidrodinámica límite en el borde posterior de la lámina.

Respuesta

El coeficiente medio de traspaso de calor $\alpha = 202$ W/(m²·°C). El valor del coeficiente local de traspaso de calor cuando $x = l_0$ es $\alpha_{x=l_0} = 157{,}5$ W/(m²·°C); el espesor de la capa hidrodinámica límite cuando $x = l_0$ es $\delta_l = 16{,}5$ mm.

Solución

Cuando la temperatura del flujo incidente es $t_0 = 10°C$ las propiedades físicas del aire son: $\nu = 14{,}16 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda = 2{,}51 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C).

El número de Reynolds

$$\mathrm{Re} = \frac{w_0 l_0}{\nu} = \frac{80 \cdot 1{,}0}{14{,}16 \cdot 10^{-6}} = 5{,}65 \cdot 10^6 > 5 \cdot 10^5.$$

El régimen del movimiento en la capa límite es turbulento.

El valor medio del coeficiente de traspaso de calor cuando la lámina está contorneada por aire, para la capa límite turbulenta, puede ser calculado por la fórmula [L.17]

$$\mathrm{Nu} = 0{,}032 \mathrm{Re}^{0{,}8}. \tag{4-4}$$

Sustituyendo el valor del número de Reynolds en (4-4) obtenemos:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}032\,(5{,}65 \cdot 10^6)^{0{,}8} = 8050 \text{ y}$$

$$\alpha = \mathrm{Nu}\,\frac{\lambda}{l_0} = 8050\,\frac{2{,}51 \cdot 10^{-2}}{1{,}0} = 202 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Para el cálculo del coeficiente local de traspaso de calor cuando la lámina está contorneada por aire y la capa límite es turbulenta se puede hacer uso de la fórmula siguiente [L.17]:

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}0255 \mathrm{Re}_x^{0{,}8}, \tag{4-5}$$

donde $\mathrm{Nu}_x = \alpha_x x/\lambda$ y $\mathrm{Re}_x = w_0 x/\nu$.

El valor del coeficiente local de traspaso de calor en el borde posterior de la lámina lo hallaremos suponiendo que $x = l_0$; entonces $\mathrm{Re}_x = 5{,}65 \cdot 10^6$, $\mathrm{Nu}_x = 0{,}255\,(5{,}65 \cdot 10^6)^{0{,}8} = 6280$ y

$$\alpha_{x=l_0} = \mathrm{Nu}_{x=l_0}\,\frac{\lambda}{l_0} = 6280\,\frac{2{,}51 \cdot 10^{-2}}{1{,}0} = 157{,}5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

El espesor local de la capa hidrodinámica límite turbulenta se puede calcular por la fórmula [L.27]:

$$\delta_t = \frac{0{,}37x}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}_x}}. \tag{4-6}$$

Sustituyendo los valores de las magnitudes conocidas obtenemos para $x = l_0$:

$$\delta_t = \frac{0{,}37 \cdot 1{,}0}{\sqrt[5]{5{,}65 \cdot 10^6}} = 0{,}0165 \text{ m}.$$

4-7. Para las condiciones del problema 4-6 calcular el espesor de la capa hidrodinámica límite y los valores locales de los coeficientes de traspaso de calor a las distancias $x = 0{,}1l_0$; $0{,}2l_0$; $0{,}5l_0$ y $0{,}8l_0$ del borde delantero de la lámina. Construir el gráfico de la variación del espesor de la capa hidrodinámica límite y de

los valores locales del coeficiente de traspaso de calor a lo largo de la lámina.

Respuesta

Los resultados de los cálculos se exponen en la fig. 4-3 y en la tabla siguiente:

x, m	0,1	0,2	0,5	0,8
α_x, W/(m².°C)	256	219	185	165
δ_t, mm	2,62	4,55	9,49	13,83

4-8. Una lámina plana está contorneada por un flujo longitudinal de aire. La velocidad y la temperatura del flujo incidente son, respectivamente: $w_0 = 6$ m/s y $t_0 = 20$°C.

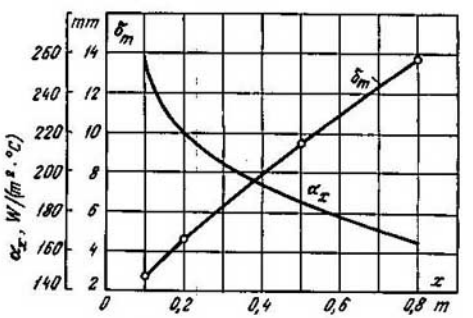

Fig. 4-3. Para el problema 4-7.

Calcular la cantidad de calor que se transmite al aire cuando la temperatura de la superficie de la lámina es $t_c = 80$°C, su dimensión a lo largo del flujo, $l = 1$ m y su dimensión a través del flujo, $b = 0{,}9$ m *.

Respuesta

$$Q = 1{,}3 \text{ kW}.$$

4-9. Una lámina fina cuya longitud es $l = 0{,}2$ m está contorneada por un flujo longitudinal de aire. La velocidad y la temperatura del flujo incidente son, respectivamente: $w_0 = 150$ m/s y $t_0 = 20$°C.

Determinar el valor medio del coeficiente de traspaso de calor y la densidad del flujo calorífico en la superficie de la lámina

* Aquí y en lo sucesivo (cap. 4-7) no se toma en consideración la emisión de calor.

con la condición de que la temperatura de la superficie de la lámina sea $t_c = 50°C$. El cálculo debe efectuarse suponiendo que a lo largo de la lámina el régimen del movimiento en la capa límite es turbulento.

Respuesta

$$\alpha = 454 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad q = 9080 \text{ W/m}^2.$$

Solución

Cuando la temperatura del flujo incidente es $t_0 = 20°C$ las propiedades físicas del aire son:

$\nu = 15{,}06 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda = 2{,}59 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C); $c_p = 1{,}0$ kJ/(kg·°C).

El número de Reynolds

$$\mathrm{Re} = \frac{w_0 l}{\nu} = \frac{150 \cdot 0{,}2}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 1{,}99 \cdot 10^6.$$

El número de Mach

$$M = \frac{w}{a} = \frac{150}{344} = 0{,}436$$

donde la velocidad del sonido en el aire

$$a = 20{,}1\sqrt{T_0} = 20{,}1\sqrt{293} = 344 \text{ m/s}.$$

Para el cálculo del traspaso de calor de la lámina en el flujo aéreo de alta velocidad subsónica, cuando $10^5 < \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^6$ y $0{,}25 < M < 0{,}8$, la fórmula (4-4) es válida con la condición de que el coeficiente de traspaso de calor sea referido a la diferencia de temperaturas existente entre la temperatura de la pared y la temperatura adiabática de la pared $t_{a.c}$ [L.17]:

$$t_{a.c} = t_0 + r\frac{w_0^2}{2c_p},$$

donde el coeficiente de restitución para una lámina contorneada longitudinalmente, si la capa límite es turbulenta, puede ser tomado igual a $r = \sqrt[3]{\mathrm{Pr}}$.

Para el aire, cuando $t_0 = 20°C$, $r = \sqrt[3]{0{,}703} = 0{,}89$.

En el caso que examinamos

$$\mathrm{Nu} = 0{,}032\mathrm{Re}^{0.8} = 0{,}032\,(1{,}99 \cdot 10^6)^{0.8} = 3500$$

y

$$\alpha = \mathrm{Nu}\frac{\lambda}{l} = 3500\frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{0{,}2} = 454 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La temperatura adiabática de la pared es

$$t_{a.c} = 20 + 0{,}89\frac{150^2}{2 \cdot 1 \cdot 10^3} = 30°C$$

y la densidad del flujo calorífico es

$$q = \alpha (t_c - t_{a\,c}) = 454\,(50 - 30) = 9080 \text{ W/m}^2.$$

4-10. Calcular el valor medio del coeficiente de traspaso de calor y la cantidad de calor que se desprende de la superficie de una lámina bañada por un flujo longitudinal de aire.

La velocidad y la temperatura del flujo incidente son, respectivamente, $w_0 = 200$ m/s y $t_0 = 30°C$. La temperatura de la superficie de la lámina es $t_c = 90°C$. La longitud de la lámina a lo largo del flujo $l = 120$ mm, y su anchura $b = 200$ mm.

El cálculo debe efectuarse suponiendo que a lo largo de toda la lámina la capa límite es turbulenta.

Respuesta

$$\alpha = 640 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}; \quad Q = 1{,}3 \text{ kW}.$$

CAPÍTULO QUINTO

Termotransferencia y resistencia hidráulica durante el movimiento forzado de un fluido por un tubo

5-1. Calcular el coeficiente medio de traspaso de calor durante el flujo del aceite para transformadores por un tubo de diámetro $d=8$ mm y longitud $l=1$ m si la temperatura media del aceite a lo largo del tubo $t_f=80°C$, la temperatura media de la pared del tubo $t_c=20°C$ y la velocidad del aceite $w=0{,}6$ m/s (fig. 5-1).

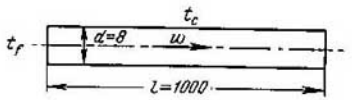

Fig. 5-1. Para el problema 5-1.

Respuesta

$$\alpha = 138 \text{ W/(m}^2\cdot°\text{C)}.$$

Solución

Para determinar el régimen del movimiento del aceite calculamos el número de Reynolds.

Cuando $t_f=80°C$ la viscosidad cinemática del aceite es $\nu_f=3{,}66\cdot10^{-6}$ m²/s y el valor del número Re

$$\text{Re}_f=\frac{wd}{\nu_f}=\frac{0{,}6\cdot8\cdot10^{-3}}{3{,}66\cdot10^{-6}}=1310.$$

Puesto que $\text{Re}_f<2300$ el régimen del movimiento es laminar.

Para establecer si la convección libre ejerce influencia sobre la termotransferencia es preciso calcular el valor del producto $(\text{GrPr})_{med}$, en donde en calidad de temperatura determinante se toma

$$t_{med}=0{,}5\,(t_f+t_c), \quad \text{y} \quad t_f=0{,}5\,(t_{f1}+t_{f2}).$$

En el caso que examinamos

$$t_{med}=0{,}5\,(80+20)=50°C.$$

A esta temperatura

$$\nu_{med} = 7{,}58 \cdot 10^{-6}\ m^2/s;\ \beta_{med} = 7{,}05 \cdot 10^{-4}\ K^{-1};$$

$$Pr_{med} = 111 \text{ y } (GrPr)_{med} = g\beta_{med} \frac{(t_f - t_c)\, d^3}{\nu^2_{med}} Pr_{med} =$$

$$= 9{,}81 \cdot 7{,}05 \cdot 10^{-4} \frac{(80-20)\,(8 \cdot 10^{-3})^3}{(7{,}58 \cdot 10^{-6})^2} 111 = 3{,}6 \cdot 10^5.$$

Puesto que $(GrPr)_{med} < 8 \cdot 10^5$, la convección libre no ejerce influjo sustancial sobre la termotransferencia y el régimen del movimiento del aceite es viscoso.

El cálculo de la termotransferencia media durante el régimen viscoso del movimiento del fluido por tubos, cuando la temperatura de la pared $t_c = \text{const}$, se puede efectuar por la fórmula siguiente [L.15]:

$$Nu_{med} = 1{,}55 \left(Pe_{med} \frac{d}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_c} \right)^{0{,}14} \varepsilon, \qquad (5\text{-}1)$$

donde

$$Nu_{med} = \frac{\alpha d}{\lambda_{med}};\ Pe_{med} \frac{d}{l} = \frac{4Gc_{p\,med}}{\pi l \lambda_{med}};\ \alpha = \frac{q}{t_f - t_c};$$

los índices "c" y "med" indican que las propiedades físicas del fluido se eligen, respectivamente, para la temperatura de la pared t_c y $t_{med} = 0{,}5\,(t_f + t_c)$;

$$\varepsilon = 0{,}6 \left(\frac{1}{Re_f} \frac{l}{d} \right)^{-1/7} \left(1 + 2{,}5 \frac{1}{Re_f} \frac{l}{d} \right)$$

es la corrección para el tramo de la estabilización hidrodinámica. Esta corrección se introduce cuando delante del tramo que se calienta del tubo no existe un tramo de estabilización hidrodinámica y

$$\frac{1}{Re_f} \frac{l}{d} < 0{,}1.$$

La fórmula (5-1) es válida para $Re_f < 2300$;

$$\frac{1}{Pe_{med}} \frac{l}{d} \leqslant 0{,}05;\ (GrPr)_{med} \leqslant 8 \cdot 10^5;\ 0{,}07 \leqslant \frac{\mu_c}{\mu_f} \leqslant 1500^*.$$

En el caso que examinamos $t_f = 80°C$; $t_c = 20°C$ y $t_{med} = 50°C$. Las propiedades físicas del aceite:

$$\rho_f = 844\ kg/m^3;\quad \mu_f = 30{,}8 \cdot 10^{-3}\ Pa \cdot s;$$

$$\lambda_{med} = 0{,}108\ W/(m \cdot °C);\quad c_{p\,med} = 1{,}846\ kJ/(kg \cdot °C);$$

$$\mu_c = 198{,}2 \cdot 10^{-3}\ Pa \cdot s.$$

---

* La corrección para el influjo de las propiedades variables en la fórmula (5-1) $(\mu_f/\mu_c)^{0{,}14}$, no es válida para los gases.

El gasto de aceite es

$$G = \rho_f w \frac{\pi d^2}{4} = 844 \cdot 0{,}6 \frac{\pi (8 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 2{,}53 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}.$$

El número

$$\mathrm{Pe}_{med} \frac{d}{l} = \frac{4G}{\pi l} \frac{c_{p\ med}}{\lambda_{med}} = \frac{4 \cdot 2{,}53 \cdot 10^{-2}}{3{,}14 \cdot 1{,}0} \frac{1{,}846 \cdot 10^3}{0{,}108} = 550;$$

$\frac{1}{\mathrm{Pe}_{med}} \frac{l}{d} < 0{,}05$ y, por consiguiente, la fórmula (5-1) es aplicable.

La corrección para el tramo hidrodinámico inicial es

$$\frac{1}{\mathrm{Re}_f} \frac{l}{d} = \frac{1}{1310} \frac{1}{8 \cdot 10^{-3}} = 0{,}0955 < 0{,}1 \text{ y}$$

$$\varepsilon = 0{,}6\,(0{,}0955)^{-1/7}\,(1 + 2{,}5 \cdot 0{,}0955) = 1{,}05.$$

El número

$$\mathrm{Nu}_{med} = 1{,}55(550)^{1/3} \left(\frac{30{,}8}{198{,}2}\right)^{0{,}14} 1{,}05 = 10{,}2.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = \mathrm{Nu}_{med} \frac{\lambda_{med}}{d} = 10{,}2 \frac{0{,}108}{8 \cdot 10^{-3}} = 138 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

5-2. Determinar la temperatura del aceite en la entrada y en la salida de un tubo y la caída de presión a lo largo de éste en las condiciones del problema (5-1).

Respuesta

$$t_{f1} = 82^\circ\text{C}; \quad t_{f2} = 78^\circ\text{C}; \quad \Delta p = 1640 \text{ Pa}.$$

Solución

De la solución del problema (5-1) tenemos:

$\alpha = 138$ W/(m^2·°C); $t_f = 80^\circ$C; $t_c = 20^\circ$C; $G = 2{,}53 \cdot 10^{-2}$ kg/s.

La cantidad de calor transferido es

$$Q = \alpha (t_f - t_c)\, \pi\, dl = 138\,(80 - 20)\, 3{,}14 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}0 = 207 \text{ W}.$$

El calor específico del aceite cuando $t_f = 80^\circ$C es $c_{pf} = 2{,}03$ kJ/(kg·°C), la variación de la temperatura del aceite a lo largo del tubo es

$$t_{f1} - t_{f2} = \frac{Q}{G c_{pf}} = \frac{207}{2{,}53 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}03 \cdot 10^3} = 4^\circ\text{C},$$

y el valor medio aritmético de la temperatura del aceite es $t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 80^\circ$C, de donde $t_{f1} = 82^\circ$C y $t_{f2} = 78^\circ$C.

Cuando el movimiento del fluido por los tubos es viscoso y anisotérmico, el coeficiente de la resistencia de rozamiento se

puede determinar por la fórmula siguiente [L.19]:

$$\xi = \xi_1 \left(\frac{\mu_c}{\mu_{f1}}\right)^n, \qquad (5\text{-}2)$$

donde ξ_1 es el coeficiente de la resistencia de rozamiento durante el movimiento isotérmico,

$$\xi_1 = \frac{64}{\mathrm{Re}}; \quad n = C\left(\mathrm{Pe}_1 \frac{d}{l}\right)^m \left(\frac{\mu_c}{\mu_{f1}}\right)^{-0{,}062};$$

para $\mathrm{Pe}_1 d/l \leqslant 1500$ $C = 2{,}3$; $m = -0{,}3$;
para $\mathrm{Pe}_1 d/l > 1500$ $C = 0{,}535$; $m = -0{,}1$.

En el caso que examinamos la temperatura del aceite en la entrada es $t_{f1} = 82°C$, y para esta temperatura $c_{pf1} = 2{,}04$ kJ/(kg·°C); $\lambda_{f1} = 0{,}105$ W/(m·°C); $\mu_{f1} = 29{,}7$ Pa·s. De la solución del problema (5-1) tenemos: $\mathrm{Re}_f = 1310$ y $\mu_c = 198{,}2$ Pa·s; $\rho_f = 844$ kg/m³; $w = 0{,}6$ m/s.

Entonces

$$\mathrm{Pe}_1 \frac{d}{l} = \frac{4G}{\pi l} \frac{c_{pf1}}{\lambda_{f1}} = \frac{4 \cdot 2{,}53 \cdot 10^{-2}}{3{,}14 \cdot 1{,}0} \frac{2{,}04 \cdot 10^3}{0{,}105} = 625,$$

y, ya que $\mathrm{Pe}_1 \frac{d}{l} < 1500$, $C = 2{,}3$ y $m = -0{,}3$.

El exponente n en la fórmula (5-2) es

$$n = 2{,}3\,(625)^{-0{,}3} \left(\frac{198{,}2}{29{,}7}\right)^{-0{,}062} = 0{,}3.$$

El coeficiente de la resistencia de rozamiento es

$$\xi = \frac{64}{\mathrm{Re}_f} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{f1}}\right)^n = \frac{64}{1310} \left(\frac{198{,}2}{29{,}7}\right)^{0{,}3} = 0{,}0865.$$

La caída de presión es

$$\Delta_p = \xi \frac{\rho_f w^2}{2} \frac{l}{d} = 0{,}0865 \frac{844 \cdot 0{,}6^2}{2} \frac{1}{8 \cdot 10^{-3}} = 1640 \text{ Pa}.$$

5-3. ¿Cómo variará el valor del coeficiente medio de traspaso de calor en las condiciones del problema 5-1 si se disminuye en 5 veces la longitud del tubo ($l/d = 25$ en lugar de $l/d = 125$) a la vez que se conservan todas las condiciones restantes sin variación alguna? Los resultados del cálculo deben ser comparados con la respuesta del problema 5-1.

Respuesta

$\alpha' = 262$ W/(m²·°C). El coeficiente medio de traspaso de calor a lo largo del tubo aumentará en 1,9 veces.

5-4. Determinar la resistencia hidráulica en las condiciones del problema 5-3. Comparar la respuesta con el resultado del cálculo en el problema 5-2.

Respuesta

$\Delta p' = 276$ Pa. La resistencia hidráulica disminuirá en 5,8 veces.

5-5. ¿Cómo variará el coeficiente medio de traspaso de calor durante el régimen viscoso del movimiento de un fluido por un tubo si la velocidad del fluido crece, respectivamente, en 2 y 4 veces, mientras que el diámetro del tubo, la temperatura media del fluido y la temperatura de la pared permanecen invariables?

Durante el cálculo se puede despreciar de la variación de la magnitud de la corrección ε para el tramo de estabilización.

Respuesta

El coeficiente de traspaso de calor crece, respectivamente, en $2^{1/3} \approx 1{,}26$ y $4^{1/3} \approx 1{,}59$ veces.

5-6. ¿Cómo variarán los valores del número Nu y del coeficiente de traspaso de calor durante el régimen viscoso del movimiento de un fluido por un tubo si se aumenta el diámetro de éste, respectivamente, en 2 y 4 veces, a la vez que se conservan constantes la temperatura media del fluido y la temperatura de la pared: a) cuando la velocidad del fluido es constante y b) cuando el gasto de fluido es constante?

Durante el cálculo no tomar en cuenta la variación de la magnitud de la corrección ε en el tramo de estabilización.

Respuesta

a) Cuando la velocidad es invariable el número Nu_{med} aumentará, respectivamente, en $2^{2/3} \approx 1{,}59$ y $4^{2/3} \approx 2{,}52$ veces. El coeficiente de traspaso de calor disminuirá, respectivamente, en 1,26 y 1,59 veces.

b) Cuando el gasto es invariable el número Nu_{med} no depende de la magnitud del diámetro. El coeficiente de traspaso de calor disminuirá, respectivamente, en 2 y 4 veces.

5-7. Por un tubo de diámetro $d = 6$ mm circula agua a una velocidad de $w = 0{,}4$ m/s. La temperatura de la pared del tubo es $t_c = 50$°C. ¿Cuál debe ser la longitud del tubo para que la temperatura del agua a la salida del tubo sea $t_{f2} = 20$°C si la temperatura del agua a la entrada de éste es $t_{f1} = 10$°C?

Respuesta

$$l = 0{,}76 \text{ m}.$$

Solución

Cuando la temperatura media a lo largo del tubo es

$$t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5\,(10 + 20) = 15\text{°C}$$

la viscosidad cinemática del agua es $\nu_f = 1{,}16 \cdot 10^{-6}$ m²/s y el número de Reynolds

$$\mathrm{Re}_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{0{,}4 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{1{,}16 \cdot 10^{-6}} = 2065.$$

El régimen del movimiento es laminar. Para la temperatura

$$t_{med} = 0{,}5\,(t_f + t_c) = 0{,}5\,(15 + 50) = 32{,}5°\mathrm{C};$$
$$\nu_{med} = 0{,}769 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s};\quad \beta_{med} = 3{,}37 \cdot 10^{-4}\ \mathrm{K^{-1}};$$
$$\mathrm{Pr}_{med} = 5{,}14;$$
$$(\mathrm{GrPr})_{med} = g\beta_{med}\frac{(t_c - t_f)\,d^3}{\nu^2_{med}}\mathrm{Pr}_{med} =$$
$$= 9{,}81 \cdot 3{,}37 \cdot 10^{-4}\frac{(50-15)\,(6 \cdot 10^{-3})^3}{(0{,}769 \cdot 10^{-6})^2}\,5{,}14 = 2{,}17 \cdot 10^6 < 8 \cdot 10^6.$$

Por consiguiente, el régimen es viscoso y para la determinación del coeficiente de traspaso de calor haremos uso de la fórmula (5-1). Puesto que la longitud relativa del tubo es desconocida resolveremos el problema mediante el método de las aproximaciones sucesivas.

Suponemos que la longitud relativa del tubo es $l/d = 100$ y, por consiguiente, $l = 100 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 0{,}6$ m.

Las propiedades físicas del agua:
para $t_f = 15°\mathrm{C}$ $\mu_f = 1155 \cdot 10^{-6}$ Pa·s, $\rho_f = 999$ kg/m³;
para $t_{med} = 32{,}5°\mathrm{C}$ $\lambda_{med} = 0{,}631$ W/(m °C), $c_{p\,med} = 4{,}174$ kJ/(kg·°C);
para $t_c = 50°\mathrm{C}$ $\mu_c = 549{,}4 \cdot 10^{-6}$ Pa·s.

El gasto de agua es

$$G = \rho_f w\frac{\pi d^2}{4} = 999 \cdot 0{,}4\,\frac{3{,}14\,(6 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0{,}0113\ \mathrm{kg/s}.$$

El número

$$\mathrm{Pe}_{med}\frac{d}{l} = \frac{4G\,c_{p\,med}}{\pi l\,\lambda_{med}} = \frac{4 \cdot 0{,}0113\ 4174}{3{,}14 \cdot 0{,}6\ 0{,}631} = 159.$$

La corrección en el tramo de la estabilización hidrodinámica es

$$\varepsilon = 0{,}6\left(\frac{1}{\mathrm{Re}_f}\frac{l}{d}\right)^{-1/7}\left(1 + 2{,}5\,\frac{1}{\mathrm{Re}_f}\frac{l}{d}\right) =$$
$$= 0{,}6\left(\frac{100}{2065}\right)^{-1/7}\left(1 + 2{,}5\,\frac{100}{2065}\right) \approx 1{,}04.$$

El número

$$\mathrm{Nu}_{med} = 1{,}55\left(\mathrm{Pe}_{med}\frac{d}{l}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_f}{\mu_c}\right)^{0.14}\varepsilon =$$
$$= 1{,}55(159)^{1/3}\left(\frac{1155}{549{,}4}\right)^{0{,}14}1{,}04 = 9{,}7.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = \mathrm{Nu}_{med}\frac{\lambda_{med}}{d} = 9{,}7\,\frac{0{,}631}{6 \cdot 10^{-3}} = 1020\ \mathrm{W/(m^2 \cdot °C)}.$$

La cantidad de calor transferido es

$$Q = Gc_{pf}(t_{f2} - t_{f1}) = 0{,}0113 \cdot 4187 \cdot 10 = 473 \text{ W},$$

donde c_{pf} se elige de acuerdo a la temperatura media del fluido $t_f = 15°C$. Por otro lado, la cantidad de calor transferido es

$$Q = \alpha (t_c - t_f) \pi dl.$$

De tal manera, como resultado de la primera aproximación, hallamos

$$l = \frac{Q}{\alpha (t_c - t_f) \pi d} = \frac{473}{1020 (50 - 15) 3{,}14 \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 0{,}705 \text{ m}.$$

Para la segunda aproximación elegimos $l = 0{,}75$ m y repetimos el cálculo. Obtenemos: $\text{Pe}_{\text{med}} \frac{d}{l} = 183$; $\varepsilon = 1{,}03$; $\text{Nu}_{\text{med}} = 8{,}94$; $\alpha = 940$. Como resultado de la segunda aproximación obtenemos:

$$l = \frac{473}{940 \cdot 35 \cdot 3{,}14 \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 0{,}765 \text{ m}.$$

Puesto que la longitud supuesta del tubo coincide con suficiente exactitud con la obtenida como resultado de la segunda aproximación no es necesario realizar la tercera aproximación, pudiéndose admitir que $l = 0{,}76$ m.

5-8. Por un tubo de diámetro $d = 4$ mm y longitud $l = 200$ mm circula agua a una velocidad de $w = 0{,}2$ m/s. La temperatura de la pared del tubo es $t_c = 70°C$. ¿Cuál será la temperatura del agua a la salida del tubo si a la entrada de éste su temperatura es $t_{f1} = 10°C$?

Respuesta

$$t_{f2} = 27°C.$$

5-9. Por un tubo de diámetro $d = 10$ mm circula aceite marca MK. La temperatura del aceite a su entrada en el tubo es $t_{f1} = 80°C$. El gasto de aceite es $G = 120$ kg/h. ¿Cuál debe ser la longitud del tubo para que cuando la temperatura de su pared es $t_c = 30°C$ la temperatura del aceite a la salida del tubo t_{f2} sea igual a 76°C?

Respuesta

$$l = 1{,}66 \text{ m}.$$

5-10. Determinar la resistencia hidráulica durante la circulación de aceite por un tubo en las condiciones del problema 5-9. Comparar el resultado del cálculo con la resistencia hidráulica durante el movimiento isotérmico del aceite para la misma temperatura a la entrada del tubo.

Respuesta

La caída de presión a lo largo del tubo es $\Delta p = 2{,}55 \cdot 10^4$ Pa. Durante el movimiento isotérmico $\Delta p_i = 1{,}05 \cdot 10^4$ Pa, es decir, es aproximadamente 2,4 veces menor.

5-11. Por los tubos de un radiador de diámetro $d = 5$ mm y longitud $l = 0{,}4$ m circula aceite marca MC—20 (fig. 5-2). La temperatura de las paredes de los tubos es $t_c = 30°C$.

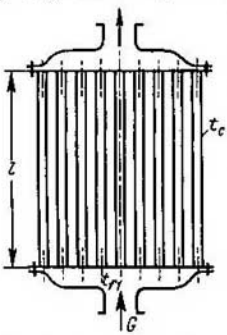

Fig. 5-2. Para el problema 5-11.

La temperatura media del aceite a lo largo del radiador es $t_f = 70°C$.

Determinar la cantidad total de calor transferido si el radiador tiene $n = 120$ tubos conectados en paralelo y el gasto total de aceite a través del radiador es $G = 2{,}5$ kg/s.

Respuesta

$$Q = 9{,}1 \text{ kW}.$$

5-12. Determinar la resistencia hidráulica y la potencia (sin tomar en consideración el rendimiento de la bomba) empleada para bombear aceite a través de un radiador en las condiciones del problema 5-11. Suponer para los cálculos que la temperatura en la entrada del radiador es $t_{f1} = 70°C$; despreciar de las resistencias locales.

Respuesta

$$\Delta p = 6{,}85 \cdot 10^4 \text{ Pa}; \quad N = 0{,}2 \text{ kW}.$$

5-13. ¿Cómo variarán el coeficiente de traspaso de calor, la cantidad de calor transferido y el salto de presión en las condiciones de los problemas 5-11 y 5-12 si, en lugar de un radiador con tubos de longitud $l = 400$ mm, se ponen dos radiadores conectados en paralelo con tubos de longitud $l' = 200$ mm, y se conservan todas las demás condiciones del problema 5-11 (fig. 5-3)?

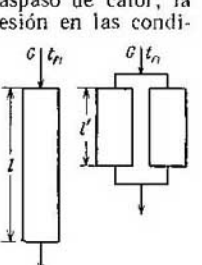

Fig. 5-3. Para el problema 5-13.

Respuesta

$$\alpha' \approx \alpha; \quad Q' \approx Q; \quad \Delta p' = \frac{1}{4} \Delta p.$$

5-14. Por un tubo de diámetro $d = 8$ mm circula agua. El tubo se calienta de tal forma que la densidad del flujo calorífico en la pared del tubo es constante tanto por su perímetro como a lo largo del tubo, e igual a $q_c = 4 \cdot 10^4$ W/m².

Determinar el valor del coeficiente local de traspaso de calor y la temperatura de la pared del tubo a la distancia $x = 20d$ de la entrada en el tramo que se calienta del tubo.

La temperatura del agua en la entrada es $t_{f1} = 10°C$. La velocidad media del movimiento del agua es $w = 0{,}15$ m/s. Delante del tramo que se calienta del tubo existe un tramo de estabilización hidrodinámica (fig. 5-4).

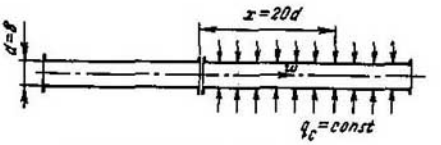

Fig. 5-4. Para el problema 5-14.

Respuesta

$$\alpha = 885 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad t_c = 60°C.$$

Solución

Para determinar el régimen del movimiento del agua calculamos el número de Reynolds. El gasto de agua es

$$G = \rho w \frac{\pi d^2}{4} = 999 \cdot 0{,}15 \frac{\pi (8 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 7{,}54 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}.$$

La temperatura media de la masa de agua en la sección $x = 20d = 20 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 0{,}16$ m es

$$t_f = t_{f1} + \frac{q_c \pi d}{G c_p} x = 10 + \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 3{,}14 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{7{,}54 \cdot 10^{-3} \cdot 4187} 0{,}16 = 10 + 5{,}1 = 15{,}1°C,$$

donde la densidad y el calor específico del agua han sido elegidos para 15°C:

$$\rho = 999 \text{ kg/m}^3 \quad \text{y} \quad c_{pf} = 4187 \text{ J/(kg} \cdot °C).$$

Para el agua, cuando $t_f = 15°C$, $\nu_f = 1{,}153 \cdot 10^{-6}$ m²/s y

$$\text{Re}_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{0{,}15 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{1{,}153 \cdot 10^{-6}} = 1040.$$

El régimen del movimiento del agua es laminar, pues $\text{Re}_f < 2300$. Para establecer si ejerce o no influencia la convección libre sobre el traspaso de calor es preciso calcular el producto $(\text{GrPr})_{med}$. Pero para esto se requiere conocer la temperatura de la pared, por lo que dicha comprobación se efectúa al final del cálculo, una vez determinada t_c. El cálculo se realiza considerando que la convección libre no ejerce influencia sobre el traspaso de calor.

Para el cálculo del traspaso local de calor durante el régimen viscoso del movimiento de un fluido por los tubos, cuando la densidad del flujo calorífico es constante en la pared

($q_c = \text{const}$), se puede utilizar la fórmula siguiente [L.15]:

$$\mathrm{Nu}_{med} = 1{,}31\varepsilon\left(\frac{1}{\mathrm{Pe}_{med}}\frac{x}{d}\right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + 2\frac{1}{\mathrm{Pe}_{med}}\frac{x}{d}\right)\left(\frac{\mu_c}{\mu_f}\right)^{-1/6}, \quad (5\text{-}3)$$

donde

$$\mathrm{Nu}_{med} = \frac{\alpha d}{\lambda_{med}}; \quad \frac{1}{\mathrm{Pe}_{med}}\frac{x}{d} = \frac{\pi x \lambda_{med}}{4Gc_{p\,med}}; \quad \alpha = \frac{q_c}{t_c - t_f};$$

los índices "c" y "med" indican que las propiedades físicas del fluido se eligen, respectivamente, para la temperatura de la pared t_c y para la temperatura $t_{med} = 0{,}5(t_f + t_c)$.

$$\varepsilon = 0{,}35\left(\frac{1}{\mathrm{Re}_f}\frac{x}{d}\right)^{-1/6}\left[1 + 2{,}85\left(\frac{1}{\mathrm{Re}_f}\frac{x}{d}\right)^{0{,}42}\right]$$

es la corrección para el tramo de estabilización hidrodinámica. Esta corrección se introduce cuando delante del tramo que se calienta del tubo no existe un tramo de estabilización hidrodinámica y $\frac{1}{\mathrm{Re}_f}\frac{x}{d} \leqslant 0{,}064$.

La fórmula (5-3) es válida para $\mathrm{Re}_f < 2300$;

$$\frac{1}{\mathrm{Pe}_{med}}\frac{x}{d} \leqslant 0{,}04 \quad \text{y} \quad 0{,}04 \leqslant \frac{\mu_c}{\mu_f} \leqslant 1.$$

Para efectuar el cálculo por la fórmula (5-3) se requiere conocer la temperatura de la pared t_c. Por esa razón efectuaremos el cálculo por el método de aproximaciones sucesivas.

Estimando que el valor del coeficiente de traspaso de calor de la pared al agua $\alpha = 1000$ W/(m²·°C), obtenemos:

$$t_c = t_f + \frac{q_c}{\alpha} \approx 15{,}1 + \frac{4 \cdot 10^4}{1 \cdot 10^3} \approx 55°\mathrm{C}.$$

y entonces $t_{med} = 0{,}5(t_f + t_c) = 0{,}5(15{,}1 + 55) \approx 35°\mathrm{C}$.

A esta temperatura

$$c_{p\,med} = 4174 \text{ J/(kg·°C)}; \quad \lambda_{med} = 0{,}624 \text{ W/(m·°C)};$$
$$\text{cuando } t_f = 15{,}1°\mathrm{C}\ \mu_f = 1152 \cdot 10^{-6} \text{ Pa·s};$$
$$\text{cuando } t_c = 55°\mathrm{C}\ \mu_c = 509{,}6 \cdot 10^{-6} \text{ Pa·s}$$

y

$$\frac{1}{\mathrm{Pe}_{med}}\frac{x}{d} = \frac{\pi x \lambda_{med}}{4Gc_{p\,med}} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}16 \cdot 0{,}624}{4 \cdot 7{,}54 \cdot 10^{-3} \cdot 4174} = 2{,}5 \cdot 10^{-3};$$

$$\frac{1}{\mathrm{Pe}_{med}}\frac{x}{d} < 0{,}04; \quad \frac{\mu_c}{\mu_f} = \frac{509{,}6}{1152} = 0{,}442 > 0{,}04;$$

por consiguiente, la fórmula (5-3) es válida.

Según las condiciones $\varepsilon = 1$ y el número

$$\mathrm{Nu}_{med} = 1{,}31\,(2{,}5 \cdot 10^{-3})^{-1/3}\,(1 + 2 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-3})\,(0{,}442)^{-\frac{1}{6}} = 11{,}1.$$

El coeficiente local de traspaso de calor es

$$\alpha = \mathrm{Nu}_{\mathrm{med}} \frac{\lambda_{\mathrm{med}}}{d} = 11{,}1 \frac{0{,}624}{8 \cdot 10^{-3}} = 866 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

La temperatura de la pared en una segunda aproximación es

$$t_c = 15{,}1 + \frac{4 \cdot 10^4}{866} = 15{,}1 + 46{,}2 = 61{,}3^\circ\text{C}.$$

Admitimos que $t_c = 60^\circ$C y repetimos el cálculo. Obtenemos:

$$t_{\mathrm{med}} = 37{,}5^\circ\text{C}; \quad \frac{1}{\mathrm{Pe}_{\mathrm{med}}} \frac{x}{d} = 2{,}54 \cdot 10^{-3};$$

$$\frac{\mu_c}{\mu_f} = 0{,}4; \quad \mathrm{Nu}_{\mathrm{med}} = 11{,}2; \quad \alpha = 885 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

la temperatura de la pared en una tercera aproximación es

$$t_c = 15{,}1 + \frac{4 \cdot 10^4}{885} = 15{,}1 + 45{,}2 = 60{,}3^\circ\text{C}.$$

Puesto que la temperatura de la pared, obtenida como resultado del cálculo, coincide con suficiente exactitud con la admitida se puede aceptar que $\alpha = 885$ W/(m$^2 \cdot ^\circ$C) y que $t_c = 60^\circ$C.

Ahora, una vez determinada t_c, comprobaremos si influye o no la convección libre sobre el traspaso de calor.

Cuando la temperatura $t_{\mathrm{med}} = 37{,}5^\circ$C $\nu_{\mathrm{med}} = 0{,}695 \times 10^{-6}$ m^2/s; $\beta_{\mathrm{med}} = 3{,}71 \cdot 10^{-3}$ K^{-1}; Pr = 4,59, entonces

$$(\mathrm{GrPr})_{\mathrm{med}} = g\beta_{\mathrm{med}} \frac{(t_c - t_f)\, d^3}{\nu^2_{\mathrm{med}}} \mathrm{Pr}_{\mathrm{med}} =$$

$$= 9{,}81 \cdot 3{,}71 \cdot 10^{-3} \frac{(60 - 15{,}1)(8 \cdot 10^{-3})^3}{(0{,}695 \cdot 10^{-6})^2} 4{,}59 = 7{,}9 \cdot 10^6 < 8 \cdot 10^6$$

y se puede admitir que la convección libre no influirá sustancialmente sobre el traspaso de calor.

5-15. Comparar los valores de los números locales de Nusselt durante el movimiento laminar del fluido por un tubo redondo en las condiciones de una densidad constante del flujo calorífico en la pared, cuando delante no existe un tramo de estabilización hidrodinámica ($\mathrm{Nu}_{\mathrm{med}}$), y cuando sí existe ($\mathrm{Nu}_{\mathrm{med.\,est}}$).
Efectuar la comparación para las distancias relativas respecto a la entrada en el tramo que se calienta $x/d = 1$, 2, 5, 10, 15 y 20. Tomar el número de Reynolds $\mathrm{Re}_f = 1800$.

Respuesta

x/d	1	2	5	10	15	20
$\mathrm{Nu}_{\mathrm{med}}/\mathrm{Nu}_{\mathrm{med.\,est}}$	1,37	1,26	1,16	1,10	1,07	1,06

Solución

De acuerdo a (5-3) la corrección para el tramo de estabilización hidrodinámica $\varepsilon = \mathrm{Nu}_{\mathrm{med}}/\mathrm{Nu}_{\mathrm{med.\,est}}$ se puede calcular por la

fórmula

$$\varepsilon = 0{,}35\left(\frac{1}{\mathrm{Re_f}}\frac{x}{d}\right)^{-1/6}\left[1+2{,}85\left(\frac{1}{\mathrm{Re_f}}\frac{x}{d}\right)^{0{,}42}\right].$$

En el caso que examinamos $\mathrm{Re_f} = 1800$, y para $x/d = 2$ tenemos:

$$\varepsilon = 0{,}35\left(\frac{2}{1800}\right)^{-1/6}\left[1+2{,}85\left(\frac{2}{1800}\right)^{0{,}42}\right] = 1{,}26.$$

Los resultados del cálculo para otros valores de la longitud relativa se exponen en la respuesta del problema y en la fig. 5-5.

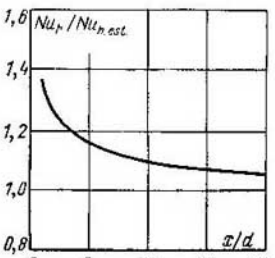

Fig. 5-5. Para el problema 5-15.

5-16. Determinar los valores de los coeficientes locales de traspaso de calor y la temperatura de la superficie interior de un tubo de diámetro $d = 10$ mm a las distancias $x = 0{,}5$ m y $x = 1{,}0$ m de la entrada al tramo que se calienta. El tubo se calienta con densidad constante del flujo calorífico sobre la pared $q_c = 1 \cdot 10^4$ W/m². El calor se evacua con aceite para transformadores, que ingresa con temperatura $t_{f1} = 30$°C y se mueve por el tubo con una velocidad media de $w = 2{,}5$ m/s.

Respuesta

cuando $x = 50d$ $\alpha = 326$ W/(m²·°C), $t_c \approx 61$°C;
cuando $x = 100d$ $\alpha = 265$ W/(m²·°C), $t_c \approx 69$°C.

5-17. Por un tubo de diámetro $d = 6$ mm y longitud $l = 1600$ mm circula agua cuyo gasto es $G = 15$ kg/h. El tubo se calienta de tal manera que la densidad del flujo calorífico sobre la superficie interior del tubo se puede tomar constante ($q_c = \text{const}$). La temperatura del agua a la entrada en el tubo $t_{f1} = 20$°C.

¿Hasta qué valor se puede elevar la carga calorífica q_c W/m² si la temperatura en la superficie interna del tubo no debe exceder de $t_c \leqslant 100$°C? ¿Cuál será entonces la temperatura media de la masa de agua a la salida?

Respuesta

$$q_c = 3{,}65 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2; \quad t_{f2} = 43{,}7\text{°C}.$$

5-18. ¿Cómo variarán la densidad admisible del flujo calorífico y la temperatura del agua a la salida del tubo en las condiciones del problema 5-17 si disminuimos el gasto de agua en 2 veces, es decir, cuando $G = 7{,}5$ kg/h?

Respuesta

$q_c = 2{,}5 \cdot 10^4$ W/m², o sea, disminuye aproximadamente en 1,5 veces; $t_{f2} = 52{,}5$°C.

5-19. Determinar la longitud relativa del tramo de estabilización térmica $l'_{i.t}/d$ durante el régimen laminar del movimiento del agua por un tubo de diámetro $d = 14$ mm cuando la temperatura de la pared es constante ($t_c = \text{const}$) a lo largo del tubo, la temperatura media del agua $t_f = 50$°C y $\text{Re}_f = 1500$. Calcular también el valor del coeficiente local de traspaso de calor en el tramo del tubo donde $l > l_{i.t}$.

Respuesta

$$l_{i.t}/d = 266; \quad \alpha = 170 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Solución

Durante el régimen laminar del movimiento, para $t_c = \text{const}$, se puede admitir que la longitud relativa del tramo de estabilización térmica es:

$$\frac{l_{i.t}}{d} \approx 0{,}05 \, \text{Pe}_f.$$

En el caso que examinamos, cuando $t_f = 50$°C $\text{Pr}_f = 3{,}55$ y $\text{Pe}_f = \text{Re}_f \text{Pr}_f = 1500 \cdot 3{,}55 = 5320$ y, por consiguiente, $l_{i.t}/d = 0{,}05 \times \times 5320 = 266$.

Cuando $l > l_{i.t}$ el valor límite del número $\text{Nu}_\infty = 3{,}66$ y, de esta manera,

$$\alpha = \text{Nu}_\infty \frac{\lambda_f}{d} = 3{,}66 \frac{0{,}648}{14 \cdot 10^{-3}} = 170 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)},$$

en donde si $t_f = 50$°C $\lambda_f = 0{,}648$ W/(m·°C).

5-20. Resolver el problema 5-19 si el intercambio de calor se realiza con una densidad constante del flujo calorífico sobre la pared a lo largo del tubo ($q_c = \text{const}$).

Respuesta

$$l_{i.t}/d = 372; \quad \alpha = 203 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Solución

Durante el régimen laminar del movimiento, para la condición $q_c = \text{const}$, se puede considerar que la longitud relativa del tramo de estabilización térmica es $l_{i.t}/d \approx 0{,}07 \, \text{Pe}_f$ y $\text{Nu}_\infty = 4{,}36$.

---

* Aquí y en lo sucesivo los índices "i.t" significan "inicial térmica". (N. del Tr.)

En el caso que examinamos (véase el problema 5-19)

$$\frac{l_{i.t}}{d} = 0{,}07 \cdot 5320 \approx 372;$$

$$\alpha = 4{,}36 \frac{0{,}648}{14 \cdot 10^{-3}} = 203 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

5-21. Calcular la longitud del tramo de estabilización térmica en un tubo de diámetro $d = 10$ mm si a lo largo del tubo la densidad del flujo calorífico sobre la pared es constante ($q_c = \text{const}$), $\text{Re}_f = 1000$ y por el tubo fluye: aceite para transformadores con temperatura media $t_f = 100$°C, agua con $t_f = 230$°C, mercurio con $t_f = 120$°C, bismuto con $t_f = 400$°C y sodio con $t_f = 400$°C.

Determinar también los valores de los coeficientes locales de traspaso de calor para estos fluidos en el tramo del tubo en el que $l > l_{i.t}$.

En el cálculo no se debe tomar en consideración la influencia de la conductibilidad térmica longitudinal.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen el la tabla siguiente:

Fluido	$l_{i.t}$, m	α, W/(m² °C)
Aceite para transformadores	30,7	45,2
Agua	0,616	278
Mercurio	0,0126 *	4030
Bismuto	0,0102 *	6270
Sodio	0,00392 *	27900

* En realidad $l_{i.t}$ será algo mayor del valor obtenido a costa de las pérdidas longitudinales de calor.

5-22. Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor y la cantidad de calor transferido durante el flujo del agua por el tubo horizontal de diámetro $d = 10$ mm y longitud $l = 1{,}2$ m cuando las temperaturas medias del agua y de la pared del tubo a lo largo de éste son, respectivamente, $t_f = 30$°C y $t_c = 60$°C, y el gasto de agua es $G = 7 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

Respuesta

$$\alpha = 1065 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad Q = 1200 \text{ W}.$$

Solución

Para determinación del régimen del movimiento determinamos el criterio Re. Cuando $t_f = 30°C$

$$\mu_f = 801 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s y}$$

$$\text{Re}_f = \frac{4G}{\pi d \mu_f} = \frac{4 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 1 \cdot 10^{-2} \cdot 801 \cdot 10^{-6}} = 1100 < 2300.$$

La corriente es laminar.

Para establecer si ejerce o no influencia la convección libre sobre el traspaso de calor calculamos el producto $(\text{GrPr})_{\text{med}}$, donde en calidad de determinante se admite la temperatura $t_{\text{med}} = 0{,}5(t_c + t_f)$, y $t_f = 0{,}5(t_{f1} + t_{f2})$. Por consiguiente, $t_{\text{med}} = 0{,}5(30 + 60) = 45°C$.

A esta temperatura $\nu_{\text{med}} = 0{,}607 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$;

$$\beta_{\text{med}} = 4{,}18 \cdot 10^{-4} \text{K}^{-1}; \quad \text{Pr}_{\text{med}} = 3{,}92.$$

$$(\text{GrPr})_{\text{med}} = g\beta_{\text{med}} \frac{(t_c - t_f)\, d^3}{\nu^2_{\text{med}}} \text{Pr}_{\text{med}} =$$

$$= 9{,}81 \cdot 4{,}18 \cdot 10^{-4} \frac{(60-30)\,(1 \cdot 10^{-2})^3}{(0{,}607 \cdot 10^{-6})^2} 3{,}92 = 1{,}31 \cdot 10^6 > 8 \cdot 10^5.$$

Por consiguiente, la convección libre ejerce influjo sobre el traspaso de calor; el régimen del movimiento es viscoso-gravitacional.

Cuando el régimen de la corriente en los tubos horizontales es viscoso-gravitacional, para el cálculo del traspaso medio del calor se puede hacer uso de la fórmula siguiente [L.15]:

$$\text{Nu}_{\text{med}} = 0{,}8 \left(\text{Pe}_{\text{med}} \frac{d}{l}\right)^{0.4} (\text{GrPr})^{0,1}_{\text{med}} \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_f}\right)^{-0,14}, \qquad (5\text{-}4)$$

donde

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_f}; \quad \text{Gr}_{\text{med}} = g\beta_{\text{med}} \frac{(t_c - t_f)\, d^3}{\nu^2_{\text{med}}};$$

$$\text{Pe}_{\text{med}} = \frac{wd}{a_{\text{med}}}; \quad t_f = 0{,}5(t_{f1} + t_{f2}).$$

Los índices "c" y "med" señalan que las propiedades físicas respectivas se eligen por la temperatura de la pared t_c y $t_{\text{med}} = 0{,}5(t_c + t_f)$.

La fórmula (5-4) es válida cuando

$$\text{Re}_f = 3000; \quad 20 \leqslant \text{Pe}_{\text{med}} \frac{d}{l} \leqslant 120;$$

$$10^6 \leqslant (\text{GrPr})_{\text{med}} \leqslant 13 \cdot 10^6; \quad 2 \leqslant \text{Pr}_{\text{med}} \leqslant 10.$$

En el caso que examinamos, cuando $t_{\text{med}} = 45°C$

$$a_{\text{med}} = 1{,}55 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \lambda_{\text{med}} = 0{,}641 \text{ W}/(\text{m} \cdot °C);$$

cuando $t_f = 30°C \quad \rho_f = 990 \text{ kg/m}^3$;

cuando $t_c = 60°C$ $\mu_c = 470 \cdot 10^{-6}$ Pa·s.

$$w = \frac{4G}{\rho_f \pi d^2} = \frac{4 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{990 \cdot 3{,}14 \cdot (1 \cdot 10^{-2})^2} = 0{,}09 \text{ m/s};$$

$$\mathrm{Pe}_{med} \frac{d}{l} = \frac{wd}{a_{med}} \frac{d}{l} = \frac{0{,}09 \cdot 1 \cdot 10^{-2}}{1{,}55 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{1 \cdot 10^{-2}}{1{,}2} = 48{,}4;$$

$(\mathrm{CrPr})_{med} = 1{,}31 \cdot 10^6$ y la fórmula (5-4) es aplicable. Sustituyendo los valores obtenidos en (5-4) hallaremos:

$$\mathrm{Nu}_{med} = 0{,}8\,(48{,}4)^{0{,}4}\,(1{,}31 \cdot 10^6)^{0{,}1} \left(\frac{470}{801}\right)^{-0{,}14} = 16{,}6.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = \mathrm{Nu}_{med} \frac{\lambda_{med}}{d} = 16{,}6 \frac{0{,}641}{1 \cdot 10^{-2}} = 1\,065 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La cantidad de calor transferido es

$$Q = \alpha (t_c - t_f)\, \pi\, dl = 1\,065\,(60 - 30)\, 3{,}14 \times 10^{-2} \cdot 1{,}2 = 1\,200 \text{ W}.$$

5-23. ¿Cómo variarán los valores del coeficiente de traspaso de calor y la cantidad de calor transferido en las condiciones del problema (5-22) si duplicamos el gasto de agua a la vez que mantenemos invariables las condiciones restantes?

Respuesta

$\alpha = 1\,850$ W/(m²·°C); $Q = 2\,090$ W, es decir, α y Q aumentarán en $2^{0{,}4} \approx 1{,}32$ veces.

5-24. Por los tubos de un intercambiador vertical de calor fluye agua de abajo hacia arriba. El diámetro interior de los tubos es $d = 16$ mm; su longitud $l = 1{,}2$ m. El gasto de agua a través de un tubo es $G = 58$ kg/h. La temperatura del agua a la entrada en el intercambiador de calor $t_{f1} = 30°C$.

Determinar la cantidad de calor transferido desde la pared de uno de los tubos hacia el agua y la temperatura de ésta a la salida si la temperatura de las paredes de los tubos se mantiene igual a 80°C.

Respuesta

$$Q = 1\,450 \text{ W}; \quad t_{f2} \approx 52°C.$$

Solución

El gasto de agua por segundo

$$G = \frac{58}{3\,600} = 1{,}61 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}.$$

Cuando $t_{f1} = 30°C$ $\mu_{f1} = 801 \cdot 10^{-6}$ Pa·s

y $$\mathrm{Re}_{f1} = \frac{4G}{\pi d \mu_{f1}} = \frac{4 \cdot 1{,}61 \cdot 10^{-2}}{3{,}14 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 801 \cdot 10^{-6}} = 1\,600 < 2300.$$

El régimen de la corriente es laminar.

A continuación se requiere calcular el producto $(GrPr)_{med}$. Puesto que no conocemos el valor de la temperatura del agua a la salida, t_{f2} y, por consiguiente, no se puede hallar su temperatura media t_f resolvemos el problema por el método de las aproximaciones sucesivas.

Suponemos $t_{f2} = 50°C$. Entonces

$$t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5\,(30 + 50) = 40°C$$

y

$$t_{med} = 0{,}5\,(t_c + t_f) = 0{,}5\,(80 + 40) = 60°C.$$

A esta temperatura

$$\beta_{med} = 5{,}11 \cdot 10^{-4} K^{-1}; \quad \nu_{med} = 0{,}478 \cdot 10^{-6} m^2/s; \quad Pr_{med} = 2{,}98;$$

$$(GrPr)_{med} = g\beta_{med} \frac{(t_c - t_f)\, d^3}{\nu^2_{med}} Pr_{med} =$$

$$= 9{,}81 \cdot 5{,}11 \cdot 10^{-4} \frac{(80-40)\ (16 \cdot 10^{-3})^3}{(0{,}478 \cdot 10^{-6})^2} 2{,}98 = 1{,}07 \cdot 10^7 > 8 \cdot 10^5.$$

El régimen de la corriente es viscoso—gravitacional.

Cuando el régimen de la corriente en los tubos verticales es viscoso-gravitacional, y si coinciden las direcciones de las convecciones libre y forzada en la pared (enfriamiento del fluido y corriente de arriba hacia abajo o calentamiento y corriente de abajo hacia arriba), para el cálculo de traspaso medio de calor se puede hacer uso de la fórmula siguiente [L.15]:

$$Nu_c = 0{,}35 \left(Pe_{med} \frac{d}{l}\right)^{0,3} \left[(GrPr)_{med} \frac{d}{l}\right]^{0,18}, \qquad (5\text{-}5)$$

donde el coeficiente de traspaso de calor está referido a la diferencia inicial de las temperaturas $t_c - t_f$;

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_{f1}}; \quad Gr_{med} = g\beta_{med} \frac{(t_c - t_f)\, d^3}{\nu^2_{med}};$$

$$Pe_{med} = \frac{wd}{a_{med}}; \quad t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}).$$

Los índices "c" y "med" señalan que las respectivas propiedades físicas se eligen por la temperatura de la pared t_c y $t_{med} = 0{,}5\,(t_c + t_f)$.

La fórmula (5-5) es válida cuando $Re_f < 2300$;

$$\left(Pe_{med} \frac{d}{l}\right)_{as} \leqslant Pe_{med} \frac{d}{l} \leqslant 110;$$

$$20 \leqslant \frac{l}{d} \leqslant 130;$$

$$8 \cdot 10^5 \leqslant (GrPr)_{med} \leqslant 4 \cdot 10^8.$$

Aquí el valor asintótico del número de Peclet

$$\left(\mathrm{Pe}_{\mathrm{med}}\frac{d}{l}\right)_{\mathrm{as}}\approx 1{,}5\left(\mathrm{GrPr}\frac{d}{l}\right)^{0{,}25}_{\mathrm{med}}.$$

En el caso que examinamos:
cuando $t_{\mathrm{med}}=60°\mathrm{C}$, $a_{\mathrm{med}}=1{,}6\cdot 10^{-7}\ \mathrm{m^2/s}$;
cuando $t_c=80°\mathrm{C}$, $\lambda_c=0{,}635\ \mathrm{W/(m\cdot °C)}$;
cuando $t_f=40°\mathrm{C}$, $\rho_f=992\ \mathrm{kg/m^3}$.
La velocidad media de la corriente de agua es

$$w=\frac{4G}{\pi d^2\rho_f}=\frac{4\cdot 1{,}61\cdot 10^{-2}}{3{,}14\,(16\cdot 10^{-3})^2\,992}=0{,}081\ \mathrm{m/s}.$$

$$\mathrm{Pe}_{\mathrm{med}}\frac{d}{l}=\frac{wd}{a_{\mathrm{med}}}\frac{d}{l}=\frac{0{,}081\cdot 16\cdot 10^{-3}}{1{,}6\cdot 10^{-7}}\cdot\frac{16\cdot 10^{-3}}{1{,}2}=108;$$

$$(\mathrm{GrPr})_{\mathrm{med}}\frac{d}{l}=1{,}07\cdot 10^7\frac{16\cdot 10^{-3}}{1{,}2}=1{,}43\cdot 10^5;$$

$$\left(\mathrm{Pe}_{\mathrm{med}}\frac{d}{l}\right)_{\mathrm{as}}\approx 1{,}5\,(1{,}43\cdot 10^5)^{0{,}25}=29.$$

Puesto que todos los criterios se encuentran en los límites indicados anteriormente la fórmula (5-5) es válida.
El número Nu_c es

$$\mathrm{Nu}_c=0{,}35\,(108)^{0{,}3}\,(1{,}43\cdot 10^5)^{0{,}18}=12{,}2.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha=\mathrm{Nu}_c\frac{\lambda_c}{d}=12{,}2\,\frac{0{,}635}{16\cdot 10^{-3}}=482\ \mathrm{W/(m^2\cdot °C)}.$$

La cantidad de calor transferido es

$$Q=\alpha(t_c-t_f)\,\pi\,dl=482\,(80-30)\,\pi\,16\cdot 10^{-3}\cdot 1{,}2=1450\ \mathrm{W}.$$

La comprobación del valor supuesto de la temperatura del agua a la salida del tubo es

$$t_{f2}=t_{f1}+\frac{Q}{Gc_{pf}}=30+\frac{1450}{1{,}61\cdot 10^{-2}\cdot 4\,174}=30+21{,}5=51{,}5°\mathrm{C},$$

donde el calor específico del agua ha sido elegido para $t_f=40°\mathrm{C}$;

$$c_{pf}=4174\ \mathrm{J/(kg\cdot °C)}.$$

De tal manera, como resultado de la primera aproximación $t_{f2}=51{,}5°\mathrm{C}$.
Admitiendo para la segunda aproximación que $t_{f2}=52°\mathrm{C}$ obtenemos $t_f=0{,}5\ (t_{f1}+t_{f2})=41°\mathrm{C}$ y $t_{\mathrm{med}}=0{,}5\,(t_c+t_f)=60{,}5°\mathrm{C}$. La coincidencia es suficientemente buena y no es menester efectuar nuevos cálculos.

5-25. ¿Cómo variarán la cantidad de calor transferido y la temperatura del agua a la salida del intercambiador en las condiciones del problema 5-24 si el agua se mueve de arriba hacia abajo,

y no de abajo hacia arriba, mientras que las condiciones restantes permanecen invariables?

Respuesta

$Q = 1860$ W; $t_{f2} = 57{,}6$°C, es decir, Q aumentará aproximadamente en un 28 %.

Indicación. Igual que en el problema 5-24 el régimen de la corriente es viscoso-gravitacional.

Cuando el régimen de la corriente en los tubos verticales es viscoso-gravitacional y las direcciones de las convecciones forzada y libre en la pared son opuestas (enfriamiento del fluido y corriente de abajo hacia arriba o calentamiento y corriente de arriba hacia abajo) para el cálculo del traspaso medio de calor se puede hacer uso de la fórmula siguiente [L.15]:

$$\mathrm{Nu_f} = 0{,}037\,\mathrm{Re_f^{0{,}37}\,Pr_f^{0{,}4}}\left(\frac{\mu_c}{\mu_f}\right)^n, \qquad (5\text{-}6)$$

en donde para el calentamiento $n = -0{,}11$ y para el enfriamiento $n = -0{,}25$.

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_f}; \quad t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}).$$

La fórmula (5-6) es válida cuando

$$250 \leqslant \mathrm{Re_f} \leqslant 2 \cdot 10^4; \quad 1{,}5 \cdot 10^6 \leqslant (\mathrm{GrPr})_{med} \leqslant 12 \cdot 10^6.$$

Puesto que en el problema que examinamos el valor medio aritmético de la temperatura del agua t_f es incógnito, se puede tomar cualquier temperatura del agua a la salida t_{f2} y efectuar el cálculo por método de las aproximaciones sucesivas.

5-26. ¿Cómo variarán la cantidad de calor transferido y la temperatura del agua a la salida t_{f2} en las condiciones del problema 5-24 si los tubos del intercambiador de calor están dispuestos horizontalmente, mientras que todas las condiciones restantes permanecen invariables? Comparar las respuestas a los problemas 5-24, 5-25 y 5-26.

Respuesta

$$Q = 2\,300 \text{ W}; \quad t_{f2} = 64{,}2\text{°C}.$$

Los resultados de los cálculos para los problemas 5-24—5-26 se exponen en la tabla.

Nº del problema	Dirección mutua de las convecciones forzada y libre	Q, W	t_{f2}, °C
5-24	Las direcciones coinciden	1450	52
5-25	Las direcciones son opuestas	1860	57,6
5-26	Corriente en tubo horizontal	2300	64,2

5-27. En el recalentador vertical el agua, cuya temperatura a la entrada es $t_{f1} = 10°C$, circula de abajo hacia arriba por tubos de diámetro $d = 24$ mm. La temperatura de las paredes de los tubos se mantiene constante igual a $t_c = 140°C$. ¿Cuál debe ser la longitud de los tubos del recalentador para que cuando el gasto de agua por un tubo es $G = 90$ kg/h la temperatura de ésta a la salida sea $t_{f2} = 70°C$?

Respuesta

$$l = 0{,}75 \text{ m}.$$

Solución

El número de Reynolds:
cuando $t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5\,(10 + 70) = 40°C$, $\mu_f = 653 \cdot 10^{-6}$ Pa·s; el gasto de agua por segundo $G = 90/3\,600 = 0{,}025$ kg/s;

$$\mathrm{Re}_f = \frac{4G}{\pi d \mu_f} = \frac{4 \cdot 0{,}025}{3{,}14 \cdot 24 \cdot 10^{-3} \cdot 653 \cdot 10^{-6}} = 2\,030 < 2\,300.$$

La corriente es laminar.
Cuando $t_{med} = 0{,}5\,(t_c + t_f) = 0{,}5\,(140 + 40) = 90°C$; $\beta_{med} = 6{,}95 \cdot 10^{-4} K^{-1}$;

$$\nu_{med} = 0{,}326 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \qquad a_{med} = 1{,}68 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}; \qquad \mathrm{Pr}_{med} = 1{,}95.$$

$$(\mathrm{GrPr})_{med} = g\beta_{med} \frac{(t_c - t_f)\, d^3}{\nu^2_{med}} \mathrm{Pr}_{med} =$$

$$= 9{,}81 \cdot 6{,}95 \cdot 10^{-4} \frac{100\,(24 \cdot 10^{-3})^3}{(0{,}326 \cdot 10^{-6})^2} 1{,}95 = 1{,}74 \cdot 10^8 > 8 \cdot 10^5.$$

El régimen del movimiento es viscoso-gravitacional y, para el caso de coincidencia de las convecciones forzada y libre en la pared, el cálculo del traspaso de calor se efectúa por la fórmula (5-5):

$$\mathrm{Nu}_c = 0{,}35 \left(\mathrm{Pe}_{med} \frac{d}{l}\right)^{0{,}3} \left[(\mathrm{GrPr})_{med} \frac{d}{l}\right]^{0{,}18}.$$

En esta ecuación hay dos incógnitas: α y l.
En calidad de segunda ecuación utilizaremos la ecuación del balance térmico

$$Q = Gc_{pf}\,(t_{f2} - t_{f1}) = \alpha\,(t_c - t_{f1})\,\pi d l.$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación para el traspaso de calor obtenemos:
cuando $t_f = 40°C$, $\rho_f = 992$ kg/m³; $c_{pf} = 4174$ J/(kg°C); cuando $t_c = 140°C$, $\lambda_c = 0{,}685$ W/(m·°C);

$$\mathrm{Pe}_{med} = \frac{wd}{a_{med}} = \frac{4G}{\pi d \rho_f a_{med}} = \frac{4 \cdot 0{,}025}{3{,}14 \cdot 24 \cdot 10^{-3} \cdot 992 \cdot 1{,}68 \cdot 10^{-7}} = 7950;$$

$$\alpha = \lambda_c \cdot 0{,}35\,(\mathrm{Pe}_{med})^{0.3} (\mathrm{GrPr})^{0{,}18}_{med} d^{-0{,}52} l^{-0{,}48} =$$

$$= 0{,}685 \cdot 0{,}35\,(7950)^{0.3} (1{,}74 \cdot 10^8)^{0{,}18} \cdot (24 \cdot 10^{-3})^{-0{,}52} l^{-0{,}48} = 745 l^{-0{,}48}. \quad \text{(a)}$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación del balance térmico obtenemos:

$$\alpha = \frac{Gc_{pf}(t_{f2}-t_{f1})}{\pi d(t_c-t_{f1})l} = \frac{0{,}025\cdot 4\,174\,(70-10)}{3{,}14\cdot 24\cdot 10^{-3}(140-10)l} = \frac{638}{l}. \qquad \text{(b)}$$

Resolviendo conjuntamente (a) y (b) hallamos:

$$l^{0.52} = \frac{638}{745} = 0{,}857;$$

de donde

$$l = 0{,}75 \text{ m}.$$

Comprobamos si es aplicable la fórmula (5-5):

$$\frac{l}{d} = \frac{0{,}75}{24\cdot 10^{-3}} = 31{,}3; \quad \mathrm{Pe}_{med}\frac{d}{l} = 7950\frac{1}{31{,}3} = 253;$$

$$\left(\mathrm{Pe}_{med}\frac{d}{l}\right)_{as} \approx 1{,}5\left[(\mathrm{GrPr})_{med}\frac{d}{l}\right]^{0{,}25} = 1{,}5\left(1{,}74\cdot 10^{5}\frac{1}{31{,}3}\right)^{0.25} = 73.$$

Puesto que

$$20 \leqslant \frac{l}{d} \leqslant 130 \text{ y } \left(\mathrm{Pe}_{med}\frac{d}{l}\right)_{as} < \mathrm{Pe}_{med}\frac{d}{l} < 1100,$$

la fórmula por la que se ha efectuado el cálculo es válida.

5-28. ¿Cuál debe ser la longitud de fabricación de los tubos de un aparato horizontal intercambiador en el que el agua debe calentarse desde la temperatura $t_{f1} = 5°C$ hasta $t_{f2} = 55°C$ si el diámetro de los tubos por los que corre el agua es $d = 18$ mm; la temperatura de las paredes de los tubos es $t_c = 70°C$ y el gasto de agua por cada tubo es $G = 72$ kg/h?

Respuesta

$$l = 2 \text{ m}.$$

5-29. Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la pared de un tubo del condensador de una instalación de turbina de vapor al agua refrigerante si la temperatura media de la pared a lo largo de ésta es $t_c = 28°C$; el diámetro interior del tubo es $d = 16$ mm; las temperaturas del agua en la entrada y salida del tubo, respectivamente, son $t_{f1} = 10°C$ y $t_{f2} = 18°C$ y la velocidad media del agua es $w = 2$ m/s.

Determinar también la cantidad de calor transferido y la longitud del tubo.

Respuesta

$$\alpha = 7340 \text{ W/(m}^2\cdot°\text{C)}; \quad Q = 13{,}5 \text{ kW}; \quad l = 2{,}7 \text{ m}.$$

Solución

Puesto que se dan las temperaturas t_{f1} y t_{f2}, el número de Reynolds se puede determinar por la temperatura media aritmé-

tica del fluido.

$$t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5\,(10 + 18) = 14°C.$$

A esta temperatura $\nu_f = 1{,}18 \cdot 10^{-6}$ m²/s y

$$Re_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{2 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{1{,}18 \cdot 10^{-6}} = 2{,}71 \cdot 10^4 > 1 \cdot 10^4.$$

El régimen del movimiento es turbulento.

El cálculo del traspaso de calor durante el régimen turbulento de la fluencia de un líquido incompresible por tubos y canales con números $Pr > 0{,}7$ se puede realizar por la fórmula siguiente [L.13]:

$$Nu_f = 0{,}021 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0.25} \varepsilon_l^*, \qquad (5\text{-}7)$$

donde los índices "f" y "c" señalan que las propiedades físicas del fluido se eligen, respectivamente, por la temperatura media aritmética t_f y por la temperatura de la pared t_c;

$$\alpha = \frac{q}{\Delta t_{log}}; \quad \Delta t_{log} = \frac{t_{f2} - t_{f1}}{\ln \frac{t_c - t_{f1}}{t_c - t_{f2}}};$$

ε_l es la corrección para el tramo inicial. Cuando $l/d > 50$, $\varepsilon_l = 1$. Los valores de ε_l se exponen en la tabla siguiente:

Re_f	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1

Cuando los valores $Re_f > 1 \cdot 10^5$ ó $Pr_f > 5$, la fórmula [L.18] da resultados más exactos:

$$Nu_f = \frac{\frac{\xi}{8} Re_f Pr_f}{12{,}7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left(Pr_f^{2/3} - 1\right) + 1{,}07} \left(\frac{\mu_f}{\mu_c}\right)^n, \qquad (5\text{-}8)$$

donde $\xi = (1{,}82 \lg Re_f - 1{,}64)^{-2}$ es el coeficiente de la resistencia de rozamiento durante la corriente isotérmica turbulenta del fluido por tubos de paredes lisas. Durante el calentamiento del fluido, $n = 0{,}11$; durante el enfriamiento de éste, $n = 0{,}25$.

El cálculo de este problema lo efectuamos por la fórmula (5-7).

* Las correcciones que tienen en cuenta la influencia de la variación de las propiedades físicas por la sección del flujo en las fórmulas (5-7) y (5-8), $(Pr_f/Pr_c)^{0.25}$ y $(\mu_f/\mu_c)^n$, no son válidas para los gases. Véase la fórmula (5-13).

Para el agua, cuando $t_f = 14°C$, $Pr_f = 8,5$; $\lambda_f = 0,584$ W/(m·°C);

$$\rho_f = 999 \text{ kg/m}^3; \quad c_{pf} = 4,187 \text{ kJ/(kg·°C)}.$$

Cuando $t_c = 28°C$, $Pr_c = 5,7$.

Puesto que la longitud del tubo es desconocida, en una primera aproximación admitimos que la corrección para el tramo inicial $\varepsilon_l = 1$.

Sustituyendo en la fórmula (5-7) los valores de las magnitudes conocidas hallaremos:

$$Nu_f = 0,021\,(2,71 \cdot 10^4)^{0,8}\,(8,5)^{0,43}\left(\frac{8,5}{5,7}\right)^{0,25} = 201.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = 201\,\frac{0,584}{16 \cdot 10^{-3}} = 7320 \text{ W/(m}^2\text{·°C)}.$$

El gasto de agua a través del tubo es

$$G = w\rho_f \frac{\pi d^2}{4} = 2 \cdot 999\,\frac{3,14\,(16 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0,403 \text{ kg/s}.$$

La cantidad de calor transferido es

$$Q = Gc_{pf}(t_{f2} - t_{f1}) = 0,403 \cdot 4,187 \cdot (18 - 10) = 13,5 \text{ kW}.$$

La longitud del tubo es

$$l = \frac{Q}{\alpha \Delta t_{log} \pi d},$$

donde la carga media logarítmica de temperatura es

$$\Delta t_{log} = \frac{t_{f2} - t_{f1}}{\ln \frac{t_c - t_{f1}}{t_c - t_{f2}}} = \frac{18 - 10}{2,3 \lg \frac{28 - 10}{28 - 18}} = 13,7°C$$

$$l = \frac{13\,500}{7\,320 \cdot 13,7 \cdot 3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} = 2,68 \text{ m}.$$

En el cálculo se admitió que $\varepsilon_l = 1$. Como resultado del cálculo se obtuvo $l \approx 2,7$ m y, por consiguiente,

$$\frac{l}{d} = \frac{2,7}{16 \cdot 10^{-3}} = 167.$$

Puesto que $l/d > 50$ el coeficiente $\varepsilon_l = 1$ y no es menester precisar el cálculo.

5-30. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor durante el régimen turbulento de la corriente de un fluido por un tubo si la velocidad del fluido aumenta, respectivamente, en 2 y 4 veces, mientras que el diámetro del tubo y las temperaturas medias del fluido y de la pared permanecen invariables?

Respuesta

El coeficiente de traspaso de calor crecerá, respectivamente, en 1,74 y 3,04 veces.

5-31. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor durante el régimen turbulento de la corriente de un fluido por un tubo si, mientras que las temperaturas medias del fluido y de la pared del tubo permanecen invariables, el diámetro de éste aumenta, respectivamente, en 2 y 4 veces: a) conservando constante la velocidad de la corriente; b) conservando constante el gasto de fluido?

Respuesta

a) El coeficiente de traspaso de calor disminuirá, respectivamente, en 1,15 y 1,32 veces.

b) El coeficiente de traspaso de calor disminuirá respectivamente en 3,5 y 12 veces.

5-32. Determinar la relación de los coeficientes de traspaso de calor de la pared de un tubo al agua α_1 y a un gas α_2 durante el movimiento turbulento de estos fluidos por tubos de igual diámetro si los números de Reynolds son iguales y los números de Prandtl son aproximadamente iguales. ¿Cuál será esta relación para el agua y el aire si la temperatura del agua es $t_{f1} = 250°C$ y la del aire, $t_{f2} = 20°C$?

Respuesta

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \approx \frac{\lambda_1}{\lambda_2}; \quad \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \approx 24.$$

5-33. En el economizador de agua de una caldera de vapor el agua ingresa con temperatura $t_{f1} = 165°C$ y sale con temperatura $t_{f2} = 215°C$. Calcular el coeficiente de traspaso de calor α de la pared del tubo del economizador al flujo de agua si el diámetro interior de los tubos por los que circula el agua es $d = 36$ mm; la velocidad del movimiento de ésta $w = 0{,}6$ m/s y la longitud relativa de los tubos $l/d > 50$.

Observación. Puesto que el coeficiente de traspaso de calor de la pared del tubo al agua es considerablemente superior al de traspaso de calor de los gases a la pared, resulta ser que la temperatura de la superficie interior del tubo se aproxima a la temperatura media del agua, y la relación $\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_c \approx 1$.

Por esto, para las condiciones del problema que examinamos en la fórmula (5-7) se puede admitir que $(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_c)^{0{,}25} = 1$.

Respuesta

$$\alpha = 4750 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

5-34. Por un tubo cuyo diámetro interior es $d = 8$ mm y cuya longitud $l > 50d$ corre agua a la velocidad $w = 1{,}2$ m/s. Por su parte exterior el tubo se calienta de tal manera que la tempera-

tura de su superficie interior es $t_c = 90°C$. El agua se calienta desde $t_{f1} = 15°C$ a la entrada hasta $t_{f2} = 45°C$ a la salida del tubo.

Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la pared del tubo al agua y la densidad media del flujo calorífico a lo largo del tubo.

Respuesta

$$\alpha = 7950 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad q = 477 \text{ kW/m}^2.$$

5-35. Determinar el coeficiente de la resistencia de rozamiento en las condiciones del problema 5-34. Comparar el resultado obtenido con el valor del coeficiente de resistencia de rozamiento ξ_i obtenido durante la corriente isotérmica.

Respuesta

$$\xi = 0{,}0263; \quad \xi/\xi_i = 0{,}875.$$

Solución

Durante el movimiento turbulento no isotérmico de un fluido incompresible por tubos de paredes lisas, el coeficiente de la resistencia de rozamiento puede ser calculado por la fórmula siguiente [L. 20]:

$$\xi = \xi_i \left(\frac{\mu_c}{\mu_f}\right)^n, \tag{5-9}$$

donde $\xi_i = (1{,}82 \lg \mathrm{Re}_f - 1{,}64)^{-2}$ es el coeficiente de resistencia durante la corriente isotérmica; μ_c/μ_f es la relación de los coeficientes de la viscosidad dinámica del fluido tomados, respectivamente, para la temperatura de la pared y la temperatura media del fluido; $n = 0{,}14$ durante el calentamiento del fluido y $n = 0{,}28\ \mathrm{Pr}_f^{-0{,}25}$ durante el enfriamiento de éste. La fórmula es válida cuando

$$3{,}3 \cdot 10^3 \leqslant \mathrm{Re}_f \leqslant 2{,}5 \cdot 10^5,$$

$$0{,}3 \leqslant \frac{\mu_c}{\mu_f} \leqslant 38 \text{ y } 1{,}3 \leqslant \mathrm{Pr}_f \leqslant 178.$$

De las condiciones del problema 5-34 tenemos:

$$d = 8 \text{ mm}; \quad w = 1{,}2 \text{ m/s}; \quad t_f = 30°C; \quad t_c = 90°C.$$

Para el agua, cuando $t_f = 30°C$, $\nu_f = 0{,}805 \cdot 10^{-6}$ m²/s;

$\mu_f = 802 \cdot 10^{-6}$ Pa·s y cuando $t_c = 90°C$ $\mu_c = 315 \cdot 10^{-6}$ Pa·s;

$$\mathrm{Re}_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{1{,}2 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{0{,}805 \cdot 10^{-6}} = 1{,}19 \cdot 10^4.$$

El coeficiente de la resistencia de rozamiento durante la corriente isotérmica es

$$\xi_i = (1{,}82 \lg \mathrm{Re}_f - 1{,}64)^{-2} = (1{,}82 \lg 1{,}19 \cdot 10^4 - 1{,}64)^{-2} = 0{,}030.$$

El coeficiente de la resistencia de rozamiento durante el movimiento no isotérmico en las condiciones del calentamiento del fluido es

$$\xi = \xi_i \left(\frac{\mu_c}{\mu_f}\right)^{0,14} = 0,03 \left(\frac{315}{802}\right)^{0,14} = 0,0263.$$

De tal manera

$$\frac{\xi}{\xi_i} = 0,875.$$

5-36. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor en las condiciones del problema 5-34 si el tubo por el que fluye el agua está fabricado en forma de serpentín cuyo diámetro $D = 2R = 200$ mm (fig. 5-6)?

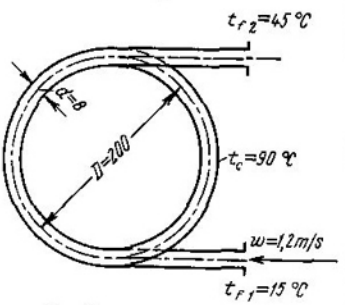

Fig. 5-6. Para el problema 5-36.

Respuesta

$\alpha_{serp} = 9100$ W/(m²·°C), es decir, el coeficiente de traspaso de calor aumentará en 14,5%.

Solución

Durante la corriente del fluido por tubos acodados, si $Re'_{cr} < Re_f < R''_{cr}$, para el cálculo del coeficiente de traspaso de calor se puede utilizar la fórmula (5-7). Aquí

$$Re'_{cr} = \frac{16,4}{\sqrt{d/R}}; \quad Re''_{cr} = 18\,500 \left(\frac{d}{2R}\right)^{0,28} \qquad (5\text{-}10)$$

donde d es el diámetro interior del tubo; R es el radio del redondeo del codo del serpentín. Las relaciones (5-10) son válidas cuando $d/R \geqslant 8 \cdot 10^{-4}$ [L. 4].

Si $Re_f > Re''_{cr}$, el cálculo debe efectuarse por la misma fórmula (5-7), pero el valor obtenido para el coeficiente de traspaso de calor se debe multiplicar por la magnitud ε_R que, a su vez, para los tubos del serpentín, se determina por la fórmula

$$\varepsilon_R = 1 + 1,8 \frac{d}{R}. \qquad (5\text{-}11)$$

En el caso que examinamos (véase el problema 5-34), para el agua, cuando $t_f = 30$°C, $\nu_f = 0,805 \cdot 10^{-6}$ m²/s y

$$Re_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{1,2 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1,19 \cdot 10^4;$$

$$Re''_{cr} = 18\,500 \left(\frac{d}{2R}\right)^{0,28} = 18\,500 \left(\frac{8}{2 \cdot 100}\right)^{0,28} = 7500.$$

Puesto que $Re_f > Re_{cr}^*$, el cálculo se efectúa por la fórmula (5-7) con la corrección (5-11). De la solución del problema 5-34 sabemos que el coeficiente de traspaso de calor del tubo recto es $\alpha = 7950$ W (m² · °C).

$$\varepsilon^R = 1 + 1{,}8\,\frac{8}{100} = 1{,}145 \text{ y}$$

$$\alpha_{serp} = \alpha\varepsilon_R = 7950 \cdot 1{,}145 = 9100 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

5-37. Determinar la cantidad de calor que se evacua del agua que corre por un serpentín con radio $R = 160$ mm fabricado con un tubo cuyo diámetro $d = 18$ mm. El gasto de agua es $G = 0{,}24$ kg/s; la temperatura media del agua a lo largo del tubo $t_f = 120$°C; la temperatura de la superficie interior del tubo a lo largo de éste es constante e igual a $t_c = 110$°C. La longitud del tubo del serpentín es $l = 3$ m.

Respuesta

$$Q = 14 \text{ kW}.$$

5-38. Se proyecta fabricar un dispositivo intercambiador de calor con tubos rectos redondos de diámetro $d = 30$ mm por el interior de los cuales debe circular el fluido refrigerante. La temperatura de la superficie interior de las paredes de los tubos t_c se precisa igual a 120°C.

El fluido refrigerante tiene una temperatura media de $t_f = 70$°C y debe evacuar una cantidad de calor $Q = 300$ kW.

Determinar la superficie de enfriamiento si en calidad de fluidos refrigerantes se emplea: a) agua; b) aceite para transformadores; c) aire a presión atmosférica.

La velocidad media del movimiento del agua y del aceite se admite ser igual a $w = 2$ m/s; la del aire, $w = 10$ m/s.

Durante el cálculo se debe admitir en los tres casos que $l > 50d$ y que la carga media logarítmica de temperatura $\Delta t_{log} \approx t_c - t_f$.

Respuesta

	α, W/(m²°C)	F, m²
Para el agua	10 700	0,56
Para el aceite	1140	5,25
Para el aire	38,4	156

5-39. ¿Cómo variarán los coeficientes de traspaso de calor y la superficie de calentamiento obtenidos en el problema 5-38 para el agua, aceite y aire si, teniendo el fluido de transmisión de calor la misma temperatura media ($t_f = 70$°C), la temperatura de la pared es de 20°C en lugar de 120°C, es decir, cuando a la misma carga de la temperatura que en las condiciones del problema 5-38 tiene lugar el enfriamiento del agente de transmisión de calor?

Respuesta

a) El coeficiente de traspaso de calor del agua a la pared disminuirá en 32,4% y $F = 0{,}83$ m².

b) El coeficiente de traspaso de calor del aceite para transformadores a la pared disminuirá en 41,6% y $F = 9{,}0$ m².

c) El coeficiente de traspaso de calor del aire a la pared para cargas de temperatura relativamente pequeñas no depende prácticamente de la diferencia de temperaturas y la superficie será la misma que la del problema 5-38 $F = 156$ m².

5-40. Por un tubo recto de diámetro $d = 30$ mm y longitud $l = 2{,}5$ m se mueve un agente de transmisión de calor a la velocidad $w = 4$ m/s y temperatura media $t_f = 50$°C.

Calcular la pérdida de la presión a lo largo del tubo si en calidad de agente de transmisión de calor se emplean: a) agua y b) aceite para transformadores. El cálculo debe efectuarse para el caso de enfriamiento del agente de transmisión de calor, cuando la temperatura de la pared del tubo es $t_c = 20$°C, y para el caso de su calentamiento, cuando $t_c = 80$°C.

Respuesta

Durante el enfriamiento del agua, $\Delta p = 11{,}5$ kPa; durante el enfriamiento del aceite para transformadores, $\Delta p = 17{,}6$ kPa; durante el calentamiento del agua, $\Delta p = 9{,}57$ kPa; durante el calentamiento del aceite para transformadores, $\Delta p = 14{,}3$ kPa.

5-41. Por un tubo de diámetro $d = 38$ mm corre agua a la velocidad $w = 9$ m/s. La temperatura de la superficie interior del tubo se mantiene $t_c = 50$°C, y el agua que corre por el tubo se calienta desde la temperatura a su entrada $t_{f1} = 16$°C hasta $t_{f2} = 24$°C.

Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la pared al agua y la longitud del tubo.

Respuesta

$$\alpha = 28\,400 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad l = 3{,}35 \text{ m}.$$

Solución

Determinamos el régimen del movimiento del agua:

$$t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5\,(16 + 24) = 20\text{°C};$$

para el agua, cuando $t_f = 20$°C, $\nu_f = 1 \cdot 10^{-6}$ m²/s y

$$\mathrm{Re}_f = \frac{9 \cdot 38 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 10^{-6}} = 3{,}42 \cdot 10^5 > 10^4.$$

El régimen es turbulento; para el cálculo del coeficiente de traspaso de calor empleamos la fórmula (5-8). Cuando $t_f = 20$°C

$Pr_f = 7{,}02$;

$$\mu_f = 1004 \cdot 10^{-6} \text{ Pa·s}; \quad \lambda_f = 0{,}599 \text{ W/(m·°C)};$$
$$\rho_f = 998 \text{ kg/m}^3; \quad c_{pf} \approx 4187 \text{ J/(kg·°C)}.$$

Cuando $t_c = 50°C$ $\mu_c = 549 \cdot 10^{-6}$ Pa·s.

$$\xi = (1{,}82 \lg \mathrm{Re}_f - 1{,}64)^{-2} = [1{,}82 \lg (3{,}42 \cdot 10^5) - 1{,}64]^{-2} = 0{,}0141;$$

$$\mathrm{Nu}_f = \frac{\frac{\xi}{8} \mathrm{Re}_f \mathrm{Pr}_f}{12{,}7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (\mathrm{Pr}_f^{2/3} - 1) + 1{,}07} \left(\frac{\mu_f}{\mu_c}\right)^n,$$

donde, para el calentamiento, $n = 0{,}11$; por consiguiente,

$$\mathrm{Nu}_f = \frac{\frac{0{,}0141}{8} 3{,}42 \cdot 10^5 \cdot 7{,}02}{12{,}7 \left(\frac{0{,}0141}{8}\right)^{0{,}5} (7{,}02^{2/3} - 1) + 1{,}07} \cdot \left(\frac{1004}{549}\right)^{0{,}11} = 1800$$

y el coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = \mathrm{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d} = 1800 \frac{0{,}599}{38 \cdot 10^{-3}} = 28\,400 \text{ W/(m}^2\text{·°C)}.$$

La longitud del tubo se determina por la ecuación del balance térmico:

$$Q = \alpha (t_c - t_f) \pi dl = G c_{pf} (t_{f2} - t_{f1}).$$

El gasto de agua y la cantidad de calor que adquiere el agua son

$$G = \rho_f w \frac{\pi d^2}{4} = 998 \cdot 9 \frac{3{,}14 (38 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 10{,}15 \text{ kg/s};$$

$$Q = G c_{pf} (t_{f2} - t_{f1}) = 10{,}15 \cdot 4187 \cdot 8 = 341 \text{ kW};$$

entonces

$$l = \frac{Q}{\alpha (t_c - t_f) \pi d} = \frac{3{,}41 \cdot 10^5}{2{,}84 \cdot 10^4 (50 - 20) 3{,}14 \cdot 38 \cdot 10^{-3}} = 3{,}35 \text{ m}.$$

5-42. En un dispositivo intercambiador de calor el agua debe conducir calor en cantidad $Q = 460$ kW. El agua se mueve por un tubo recto cuyo diámetro interior $d = 50$ mm. La temperatura de la superficie interna del tubo se mantiene igual a 20°C. El gasto de agua es $G = 11$ kg/s y la temperatura de ésta en la entrada del tubo, $t_{f1} = 75°C$.

Determinar la longitud requerida del tubo.

Respuesta

$$l = 3{,}1 \text{ m}.$$

5-43. Determinar los valores del coeficiente de traspaso de calor y de la densidad del flujo calorífico en la superficie interna

de un tubo de diámetro $d = 12$ mm por el que corre agua a la velocidad $w = 6{,}5$ m/s si la temperatura media del agua es $t_f = 160°C$ y la temperatura de la superficie interna del tubo t_c se mantiene igual a 185°C.

Respuesta

$$\alpha = 4 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad q = 1 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2.$$

5-44. ¿A qué velocidad se debe bombear el agua (cuya temperatura media aritmética es $t_f = 150°C$) por un tubo de diámetro $d = 20$ mm y longitud $l = 2{,}3$ m para que cuando el régimen de la corriente sea turbulento y la temperatura de la superficie interna del tubo sea $t_c = 170°C$, la cantidad de calor que se evacue sea igual a 9 kW?

Determinar también la temperatura del agua a la entrada y a la salida del tubo.

Observación. Durante el cálculo tener en cuenta que el coeficiente de traspaso de calor en la fórmula (5-7) está relacionado con la diferencia media logaritmica de las temperaturas entre la pared y el fluido.

Respuesta

$$w = 0{,}36 \text{ m/s}; \quad t_{f1} = 140°C; \quad t_{f2} = 160°C.$$

Solución

Hallemos el valor necesario del coeficiente de traspaso de calor admitiendo en la primera aproximación que $\Delta t_{log} = (t_c - t_f)$:

$$\alpha = \frac{Q}{\pi d l\,(t_c - t_f)} = \frac{9000}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}3\,(170 - 150)} = 3100 \text{ W/(m}^2 \cdot °C)$$

Cuando $t_f = 150°C$, $\nu_f = 0{,}202 \cdot 10^{-6}$ m^2/s;

$\rho_f = 917$ kg/m^3; $\lambda_f = 0{,}685$ W/(m·°C);

$c_{pf} = 4313$ J/(kg·°C); $Pr_f = 1{,}17$.

Cuando $t_c = 170°C$, $Pr_c = 1{,}05$.

Determinamos el valor del número Nu_f y la magnitud requerida del número de Reynolds empleando la fórmula (5-7):

$$Nu_f = \frac{\alpha d}{\lambda_f} = \frac{3100 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{0{,}685} = 90{,}5;$$

$$Re_f^{0{,}8} = \frac{Nu_f}{0{,}021\,Pr_f^{0{,}43}\left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0{,}25}} = \frac{90{,}5}{0{,}021\,(1{,}17)^{0{,}43}\left(\frac{1{,}17}{1{,}05}\right)^{0{,}25}} = 3\,930,$$

de donde

$$Re_f = 3{,}11 \cdot 10^4.$$

Determinamos en una primera aproximación la velocidad requerida del agua:

$$w = Re_f \frac{\nu_f}{d} = 3{,}11 \cdot 10^4 \frac{0{,}202 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 10^{-2}} = 0{,}314 \text{ m/s}.$$

El gasto de agua

$$G = \rho_f w \frac{\pi d^2}{4} = 917 \cdot 0{,}314 \frac{3{,}14\,(2 \cdot 10^{-2})^2}{4} = 0{,}0903 \text{ kg/s}$$

y la variación de la temperatura a lo largo del tubo

$$\delta t = \frac{Q}{G c_{pf}} = \frac{9000}{0{,}0903 \cdot 4313} = 23°\text{C}.$$

Por consiguiente, las temperaturas inicial y final del agua son

$$t_{f1} = t_f - 0{,}5\delta t = 150 - 11{,}5 = 138{,}5°\text{C};$$
$$t_{f2} = t_f + 0{,}5\delta t = 150 + 11{,}5 = 161{,}5°\text{C}.$$

La diferencia media logarítmica de las temperaturas es

$$\Delta t_{log} = \frac{t_{f2} - t_{f1}}{2{,}3 \lg \frac{t_c - t_{f1}}{t_c - t_{f2}}} = \frac{23}{2{,}3 \lg \frac{31{,}5}{8{,}5}} = 17{,}6°\text{C}.$$

Efectuamos la segunda aproximación admitiendo que $\Delta t_{log} = 17{,}6°\text{C}$:

$$\alpha = \frac{9000}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}3 \cdot 17{,}6} = 3530 \text{ W/(m}^2 \cdot °\text{C)};$$

$$\text{Re}_f^{0{,}8} = 3930 \frac{3530}{3100} = 4470;$$

$$\text{Re}_f = 3{,}66 \cdot 10^4; \quad w = 0{,}37 \text{ m/s}.$$

$G = 0{,}106$ kg/s; $\delta t = 19{,}7°\text{C}$, entonces $t_{f1} = 140{,}2$; $t_{f2} = 159{,}8°\text{C}$ y $\Delta t_{log} = 18{,}2°\text{C}$.

En la tercera aproximación admitimos que $\Delta t_{log} = 18{,}2°\text{C}$; $\alpha = 3420$ W/(m$^2 \cdot$°C); $\text{Re}_f = 3{,}55 \cdot 10^4$ y $w = 0{,}36$ m/s.

Con esto, $\delta t = 20°\text{C}$; $t_{f1} = 140°\text{C}$; $t_{f2} = 160°\text{C}$ y $\Delta t_{log} = 18{,}2°\text{C}$, lo que coincide con el valor admitido anteriormente.

5-45. El agua, cuya temperatura es $t_{f1} = 30°\text{C}$, ingresa en un tubo de diámetro $d = 12$ mm y longitud $l = 2{,}2$ m.

Determinar la temperatura del agua a la salida del tubo si se sabe que el gasto de agua es $G = 0{,}083$ kg/s y la temperatura de la superficie interior del tubo $t_c = 60°\text{C}$.

Respuesta

$$t_{f2} = 50°\text{C}.$$

Solución

Para el cálculo de la termotransferencia es menester conocer la temperatura media del fluido a lo largo del tubo. Puesto que la temperatura del agua a la salida del tubo es desconocida resolvemos el problema por el método de las aproximaciones sucesivas.

Suponemos que la temperatura del agua a la salida del tubo $t_{f2} = 40°\text{C}$. Entonces, $t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5\,(30 + 40) = 35°\text{C}$. A esta

temperatura $\mu_f = 7{,}28 \cdot 10^{-4}$ Pa·s;

$$\mathrm{Re}_f = \frac{4G}{\pi d \mu_f} = \frac{4 \cdot 8{,}3 \cdot 10^{-2}}{3{,}14 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 7{,}28 \cdot 10^{-4}} = 12\,100 > 10^4.$$

El régimen del movimiento es turbulento.

Cuando $t_f = 35°C$, $\lambda_f = 0{,}626$ W/(m²·°C); $\mathrm{Pr}_f = 4{,}85$; cuando $t_c = 60°C$, $\mathrm{Pr}_c = 3{,}00$. Sustituyendo en la fórmula (5-7) los valores de las magnitudes halladas obtendremos los valores del número Nu_f y del coeficiente de traspaso de calor

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}021 \mathrm{Re}_f^{0,8} \mathrm{Pr}_f^{0,43} \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0,25} =$$

$$= 0{,}021\,(1{,}21 \cdot 10^4)^{0,8} (4{,}85)^{0,43} \left(\frac{4{,}85}{3.00}\right)^{0,25} = 86;$$

$$\alpha = \mathrm{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d} = 86 \frac{0{,}626}{1{,}2 \cdot 10^{-2}} = 4490 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La temperatura del agua a la salida se halla por la ecuación del balance térmico:

$$\alpha \Delta t_{log} \lambda\, dl = G c_{pf} (t_{f2} - t_{f1}).$$

Teniendo en cuenta que

$$\Delta t_{log} = \frac{t_{f2} - t_{f1}}{2{,}3 \lg \frac{t_c - t_{f1}}{t_c - t_{f2}}},$$

obtenemos:

$$\lg (t_c - t_{f2}) = \lg (t_c - t_{f1}) - \frac{\alpha \pi\, dl}{2{,}3 G c_{pf}};$$

$$\lg (60 - t_{f2}) = \lg (60 - 30) - \frac{4490 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}2}{2{,}3 \cdot 0{,}083 \cdot 4187},$$

de donde $t_{f2} = 49{,}7°C$.

En calidad de segunda aproximación suponemos $t_{f2} = 50°C$. Entonces,

$$t_f = 40°C; \quad \mu_f = 6{,}54 \cdot 10^{-4} \text{ Pa·s};$$
$$\lambda_f = 0{,}634 \text{ W/(m·°C)}; \quad \mathrm{Pr}_f = 4{,}30;$$
$$\mathrm{Re}_f = 13\,500; \quad \mathrm{Nu}_f = 87 \text{ y } \alpha = 4600 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La temperatura del agua a la salida (segunda aproximación) es

$$\lg (60 - t_{f2}) = \lg (60 - 30) - \frac{4600 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}2}{2{,}3 \cdot 0{,}083 \cdot 4187};$$

$$t_{f2} = 50°C.$$

5-46. Un aparato intercambiador de calor está construido con tubos rectos conectados en paralelo; su diámetro es $d = 18$ mm; su longitud, $l = 2{,}2$ m, y por su interior circula el agua calenta-

dora (fig. 5-7). El número de tubos es $n=30$; el gasto total de agua $G=2{,}4\cdot 10^4$ kg/h; la temperatura del agua a la entrada en el aparato es $t_{f1}=90$°C.

Determinar la cantidad de calor que transfiere el agua si la temperatura de la superficie interna de los tubos es $t_c=50$°C.

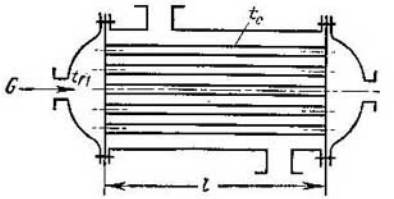

Fig. 5-7. Para el problema 5-46.

Respuesta

$$Q=558 \text{ kW}.$$

5-47. Por el canal de un elemento combustible de un reactor nuclear fluye agua a la presión $p=8$ MPa. El diámetro del canal es $d=8$ mm y su longitud, $l=2{,}5$ m. El gasto de agua es $G=0{,}12$ kg/s y la temperatura del agua a la entrada en el canal es $t_{f1}=190$°C.

Determinar las temperaturas del agua y de la superficie interior del canal a la salida, t_{f2} y t_{c2}, si se admite aproximadamente que la densidad del flujo calorífico sobre la pared es constante a lo largo del canal e igual a $q_c=620$ kW/m².

Observación. Para las presiones y temperaturas que examinamos se debe tomar en consideración la dependencia entre éstas y el calor específico del agua. Precisamente por esto la temperatura del agua a la salida debe ser determinada por la variación de la entalpía del agua a lo largo del canal:

$$i_2=i_1+\frac{q_c\pi dl}{G}, \text{ kJ/kg}.$$

Respuesta

$$t_{f2}=260\text{°C}; \quad t_{c2}=285\text{°C}.$$

5-48. La temperatura y la presión del agua a la entrada en el canal de un reactor nuclear son $t_{f1}=180$°C y $p=10$ MPa. El canal tiene una sección transversal redonda con diámetro interior $d=6$ mm y longitud $l=3$ m.

¿Cuál debe ser el gasto de agua que es preciso asegurar para que la temperatura de la pared del canal a la salida sea inferior en 20°C a la temperatura de saturación para la presión dada, si se admite que la densidad del flujo calorífico en la superficie

interna del canal es aproximadamente constante a lo largo de éste e igual a $q_c = 740$ kW/m²?

Observación. Para determinar el gasto de agua es menester calcular el valor del coeficiente de traspaso de calor y la temperatura del agua a la salida del canal, α_2 y t_{f2}, los cuales dependen a su vez del gasto de agua. Por esto, el problema se puede resolver por el método de las aproximaciones sucesivas admitiendo la velocidad del agua en el canal en los límites $w = 3 \div 6$ m/s.

Respuesta

$$G = 0{,}1 \text{ kg/s}.$$

5-49. En una instalación experimental para la investigación del traspaso de calor, el agua se mueve en régimen turbulento por un tubo de acero inoxidable de espesor $\delta = 0{,}5$ mm y diámetro $d = 5$ mm. El tubo se calienta por medio de corriente eléctrica que se hace pasar a través de éste, y todo el calor que se desprende en la pared se evacua al agua a través de la superficie interna del tubo.

Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor de la superficie interna del tubo al agua α_{exp}, en W/(m²·°C), a la distancia $l = 600$ mm de la entrada, si durante el experimento se obtuvieron los datos siguientes: intensidad de la corriente que pasa por el tubo, $I = 400$ A; gasto de agua, $G = 0{,}1$ kg/s; presión a la que se encuentra el agua, $p = 16$ MPa; temperatura del agua en la entrada al tubo, $t_{f1} = 300$°C; temperatura de la superficie exterior del tubo a la distancia $l = 600$ mm de la entrada, $t_{c.e} = 350$°C.

En el cálculo admitir que la resistencia eléctrica específica y el coeficiente de conductibilidad térmica del acero son constantes e iguales, respectivamente, a $\rho = 0{,}85\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ y $\lambda = 19{,}8$ W/(m·°C).

Respuesta

$$\alpha_{exp} = 48\,500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

5-50. Determinar la magnitud del error en el cálculo de α por los datos experimentales en las condiciones del problema 5-49 si: a) se desprecia el salto de temperaturas causado por el espesor de la pared del tubo experimental y b) el coeficiente de conductibilidad térmica del material del tubo está acrecentado en un 10% (es decir, se admite que $\lambda = 21{,}8$ W/(m·°C)).

Comparar el valor de α_{exp} obtenido en el experimento con los resultados del cálculo por la fórmula (5-7) α_{cal}.

Respuesta

a) $\alpha = 30\,000$ W/(m²·°C); el error es de un 38%.
b) $\alpha = 45\,600$ W/(m²·°C); el error es de un 6%.
$\alpha_{cal} = 50\,300$ W/(m²·°C); la divergencia es de un 3,7%.

5-51. Por un canal de sección cuadrada, cuyo lado $a = 10$ mm y cuya longitud $l = 1\,600$ mm, fluye agua a la velocidad $w = 4$ m/s. Calcular el coeficiente de traspaso de calor de la pared del canal al agua si la temperatura media del agua a lo largo del canal es $t_f = 40°C$ y la temperatura de la superficie interna de éste es $t_c = 90°C$.

Respuesta

$$\alpha = 20\,300 \text{ W/(m}^2 \cdot °C)$$

Solución

Cuando la temperatura media es $t_f = 40°C$ las propiedades físicas del agua, respectivamente, son:

$$\nu_f = 0{,}659 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \lambda_f = 0{,}634 \text{ W/(m} \cdot °C); \quad Pr_f = 4{,}3.$$

Cuando $t_c = 90°C$ $Pr_c = 1{,}95$.

El diámetro equivalente del canal

$$d_e = \frac{4f}{u} = \frac{4a^2}{4a} = a = 0{,}01 \text{ m},$$

donde f es el área de la sección transversal del canal, en m^2, y u es el perímetro del canal, en m.

El número de Reynolds

$$Re_f = \frac{wd_e}{\nu_f} = \frac{4 \cdot 0{,}01}{0{,}659 \cdot 10^{-6}} = 6{,}07 \cdot 10^4 > 10^4.$$

El régimen del movimiento es turbulento.

Para los fluidos con números $Pr \geqslant 0{,}7$ el traspaso de calor durante el flujo turbulento en canales de sección no redonda puede ser calculado aproximadamente por la fórmula (5-7), introduciendo el diámetro equivalente en calidad de dimensión determinante. Por consiguiente,

$$Nu_f = 0{,}021 \, Re_f^{0,8} \, Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0,25} =$$

$$= 0{,}021 \, (6{,}07 \cdot 10^4)^{0,8} \, (4{,}3)^{0,43} \left(\frac{4{,}3}{1{,}95}\right)^{0,25} = 320$$

y el coeficiente de traspaso de calor

$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{d_e} = 320 \, \frac{0{,}634}{0{,}01} = 20\,300 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

5-52. ¿Cómo variarán el coeficiente de traspaso de calor y la cantidad de calor transferido en 1 m del canal en las condiciones del problema 5-51 si cambiamos el canal de sección cuadrada por: a) un canal de aspillera con relación de los lados 1:25, b) un canal con sección de triángulo equilátero? En este caso dejar invariables el área de la sección transversal del canal y la velocidad del movimiento del agua.

Respuesta

a) El coeficiente de traspaso de calor aumentará aproximadamente en un 20%. La cantidad de calor transferido en 1 m del canal aumentará en 3,16 veces.

b) El coeficiente de traspaso de calor aumentará en un 2,5% y la cantidad del calor transferido en un 17%.

5-53. En un intercambiador de calor tipo "un tubo metido en otro" (fig. 5-8) el agua se mueve por el canal anular exterior a la velocidad $w = 3$ m/s. La temperatura media del agua a lo largo del canal es $t_f = 40°C$.

Fig. 5-8. Para el problema 5-53.

Determinar el coeficiente medio de traspaso de calor a lo largo de canal y la potencia térmica del intercambiador de calor si la temperatura de la superficie exterior del tubo interior es $t_c = 70°C$. Los diámetros exterior e interior del canal anular son, respectivamente, $d_2 = 26$ mm y $d_1 = 20$ mm; la longitud del canal es $l = 1{,}4$ m.

Respuesta

$$\alpha = 7600 \text{ W/(m}^2 \cdot °C), \quad Q = 20 \text{ kW}.$$

Solución

Para el agua, cuando $t_f = 40°C$, $\nu_f = 0{,}659 \cdot 10^{-6}$ m²/s. El diámetro equivalente del canal anular es

$$d_e = \frac{4f}{u} = d_2 - d_1 = 26 - 20 = 6 \text{ mm}$$

y

$$\mathrm{Re}_f = \frac{wd_e}{\nu_f} = \frac{3 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{0{,}659 \cdot 10^{-6}} = 27\,300 > 10^4.$$

Durante el régimen turbulento del flujo de líquidos en gotas y de gases por canales de sección anular el coeficiente medio de traspaso de calor en la superficie interna de la pared puede ser calculado por la fórmula siguiente [L, 4]:

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}017 \, \mathrm{Re}_f^{0,8} \, \mathrm{Pr}_f^{0,4} \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0,18}, \qquad (5\text{-}12)$$

donde los índices "f" y "c" significan que las propiedades físicas del fluido se eligen, respectivamente, por la temperatura media aritmética t_f y por la temperatura de la pared t_c; en calidad de dimensión determinante se ha admitido el diámetro equivalente $d_e = d_2 - d_1$ (d_1 y d_2 son, respectivamente, los diámetros interior y exterior del canal anular).

La fórmula (5-12) es válida cuando $d_2/d_1 = 1{,}2 \div 14$; $l/d_e = 50 \div 460$ y $\mathrm{Pr}_f = 0{,}7 \div 100$.

En el caso que examinamos:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{26}{20} = 1{,}3; \quad \frac{l}{d_e} = \frac{2}{6 \cdot 10^{-3}} = 333$$

y el cálculo se efectúa por la fórmula (5-12).

Cuando $t_f = 40°C$, $\mathrm{Pr}_f = 4{,}31$ y $\lambda_f = 0{,}635$ W/(m·°C).

Cuando $t_c = 70°C$, $\mathrm{Pr}_c = 2{,}55$.

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}017\,(2{,}73 \cdot 10^4)^{0{,}8}\,(4{,}31)^{0{,}4}\left(\frac{4{,}31}{2{,}55}\right)^{0{,}25} \cdot \left(\frac{26}{20}\right)^{0{,}18} = 72;$$

$$\alpha = \mathrm{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d_e} = 72\,\frac{0{,}635}{6 \cdot 10^{-3}} = 7600 \text{ W/(m}^2 \cdot °C);$$

$$Q = \alpha\,(t_c - t_f)\,\pi\,dl = 7600\,(70 - 40)\,3{,}14 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}4 = 20 \text{ kW}.$$

5-54. ¿Cómo variarán el valor del coeficiente de traspaso de calor y la potencia térmica del intercambiador de calor en las condiciones del problema 5-53 si el diámetro exterior del canal anular $d_2 = 32$ mm, es decir, si la anchura del canal aumenta en 2 veces, a la vez que: a) la velocidad del movimiento del agua y todas las condiciones restantes permanecen invariables; b) el gasto de agua y todas las demás condiciones quedan invariables?

Respuesta

a) $\alpha_a = 6\,900$ W/(m²·°C); $\alpha_a/\alpha = 0{,}91$; $Q = 18{,}2$ kW.

b) $\alpha_b = 3\,580$ W/(m²·°C); $\alpha_b/\alpha = 0{,}47$; $Q = 9{,}4$ kW.

5-55. El haz de una caldera está bañado por el flujo longitudinal de los gases de combustión. Los tubos del haz, de diámetro $d = 80$ mm y longitud $l = 3$ m, están situados en orden de corredores con paso $s_1 = 200$ mm y $s_2 = 200$ mm (fig. 5-9). La temperatura media de los gases $t_f = 750°C$; la temperatura media de la superficie externa de los tubos $t_c = 250°C$ y la velocidad media del flujo de gases $w = 6$ m/s. La composición volumétrica de los gases (presiones parciales relativas) es: $\overline{P}_{CO_2} = 13$; $\overline{P}_{H_2O} = 11$; $\overline{P}_{N_2} = 76$.

Determinar el coeficiente de traspaso de calor por convección de los gases de combustión a la superficie de los tubos del haz.

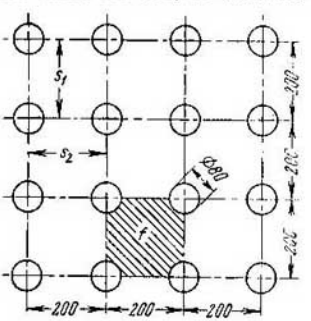

Fig. 5-9. Para el problema 5-55.

Respuesta

$\alpha = 113$ W/(m²·°C).

Solución

El diámetro equivalente del haz de tubos es

$$d_e = \frac{4f}{u} = \frac{4\left(s_1 s_2 - \frac{\pi d^2}{4}\right)}{\pi d} = 4\frac{s_1 s_2}{\pi d} - d.$$

Por consiguiente,

$$d_e = 4\frac{0{,}2 \cdot 0{,}2}{3{,}14 \cdot 0{,}08} - 0{,}08 = 0{,}557 \text{ m}.$$

Cuando $t_f = 750°C$ las propiedades físicas de los gases de combustión de la composición dada, respectivamente, son:

$\nu_f = 122 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_f = 8{,}71 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C); $Pr_f = 0{,}6$ y el número

$$Re_f = \frac{wd_e}{\nu_f} = \frac{6 \cdot 0{,}557}{122 \cdot 10^{-6}} = 2{,}74 \cdot 10^4 > 10^4.$$

Durante el régimen turbulento del flujo de gas por tubos, canales, y si el contorneo de los haces de tubos es longitudinal, la termotransferencia puede ser calculada por la fórmula (5-7), no siendo válida en este caso la corrección para la variación de las propiedades físicas con la temperatura $(Pr_f/Pr_c)^{0{,}25}$.

Para los gases, el influjo de la variación de las propiedades físicas sobre la termotransferencia se puede calcular introduciendo el factor de temperatura [L.8]:

$$\left.\begin{array}{c} \Theta = \dfrac{T_c}{T_f} = \dfrac{t_c + 273}{t_f + 273}; \\ \text{durante el enfriamiento y si } 0{,}5 \leqslant \Theta \leqslant 1 \\ Nu = Nu_f(1{,}27 - 0{,}27\Theta); \\ \text{durante el calentamiento y si } 1 \leqslant \Theta \leqslant 3{,}5 \\ Nu = Nu_f \Theta^{-0{,}55}, \end{array}\right\} \qquad (5\text{-}13)$$

donde Nu_f es el número de Nusselt cuando las propiedades físicas son constantes;

$$Nu_f = 0{,}021\, Re_f^{0{,}8} Pr_f^{0{,}43} \varepsilon_l.$$

En el caso que examinamos

$$\frac{l}{d_e} = \frac{3}{0{,}557} = 5{,}4.$$

y por la tabla para la fórmula (5-7) hallamos $\varepsilon_l = 1{,}24$. Por lo tanto,

$$Nu_f = 0{,}021\,(2{,}74 \cdot 10^4)^{0{,}8} \cdot 0{,}6^{0{,}43} \cdot 1{,}24 = 73{,}3;$$

$$\Theta = \frac{250 + 273}{750 + 273} = 0{,}51;$$

$$Nu = Nu_f(1{,}27 - 0{,}27\,\Theta) = 73{,}3\,(1{,}27 - 0{,}27 \cdot 0{,}51) = 83;$$

y el coeficiente de traspaso de calor,

$$\alpha = \mathrm{Nu}\,\frac{\lambda_f}{d_e} = 83\,\frac{0{,}0871}{0{,}557} = 13\ \mathrm{W/(m^2 \cdot °C)}.$$

5-56. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor por convección en las condiciones del problema 5-55 si el paso s_1 se aumenta en 2 y 4 veces? El paso s_2 y todas las condiciones restantes se conservan sin variación.

Respuesta

$$\alpha_{2s1} = 11{,}3\ W/(\mathrm{m^2 \cdot °C});\quad \alpha_{4s1} = 9{,}9\ \mathrm{W/(m^2 \cdot °C)}.$$

5-57. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor por convección en las condiciones del problema 5-55 si se disminuye en 2 veces el diámetro de los tubos? Conservar todas las condiciones restantes sin variación.

Respuesta

$$\alpha' = 11{,}3\ \mathrm{W/(m^2 \cdot °C)}.$$

5-58. Por un tubo cuyo diámetro interior es $d = 46$ mm fluye aire a gran velocidad. El gasto de aire es $G = 0{,}2$ kg/s.

La temperatura termodinámica del aire a la entrada en el tubo es $t_1 = 1200$°C; la temperatura de la pared del tubo, $t_c = 350$°C; la presión del aire a la entrada, $p_1 = 750$ mm Hg y a la salida, $p_2 = 510$ mm Hg.

¿Cuál debe ser la longitud del tubo para que la temperatura termodinámica a la salida t_2 sea igual a 750°C? Determinar también los valores del número de Mach a la entrada del tubo y a la salida de éste.

Respuesta

$$l = 2{,}5\ \mathrm{m};\quad M_1 = 0{,}66;\quad M_2 = 0{,}81.$$

Solución

Las presiones del aire a la entrada y salida del tubo son

$$p_1 = 750 \cdot 13{,}6 \cdot 9{,}81 = 1 \cdot 10^5\ \mathrm{Pa};$$
$$p_2 = 510 \cdot 13{,}6 \cdot 9{,}81 = 6{,}8 \cdot 10^4\ \mathrm{Pa}.$$

La densidad del aire a la entrada en el tubo es

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{1 \cdot 10^5}{287{,}4\,(1200 + 273)} = 0{,}236\ \mathrm{kg/m^3},$$

y a la salida

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{6{,}8 \cdot 10^4}{287{,}4\,(750 + 273)} = 0{,}231\ \mathrm{kg/m^3},$$

donde, para el aire, $R = 287{,}4$ J/(kg·°C).

La velocidad del aire a la entrada es

$$w_1 = \frac{4G}{\rho_1 \pi d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}2}{0{,}236 \cdot 3{,}14\,(4{,}6 \cdot 10^{-2})^2} = 520 \text{ m/s},$$

y a la salida,

$$w_2 = w_1 \frac{\rho_1}{\rho_2} = 510 \frac{0{,}236}{0{,}231} = 510 \text{m/s}.$$

La velocidad del sonido y los valores del número de Mach son

$$a_1 = \sqrt{kRT_1} \approx 20{,}1 \sqrt{T_1} = 20{,}1 \sqrt{1473} = 770 \text{ m/s};$$

$$M_1 = \frac{w_1}{a_1} = \frac{510}{770} \approx 0{,}66;$$

$$a_2 = 20{,}1 \sqrt{T_2} = 20{,}1 \sqrt{1023} = 642 \text{ m/s};$$

$$M_2 = \frac{w_2}{a^2} = \frac{520}{642} \approx 0{,}81.$$

La temperatura de frenado es

$$\vartheta_1 = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_{p1}} = 1473 + \frac{510^2}{2 \cdot 1210} = 1473 + 107 = 1580 \text{ K},$$

donde para $t_1 = 1200\,^\circ\text{C}$, $c_{p1} = 1{,}21$ kJ/(kg·°C).

$$\vartheta_2 = T_2 + \frac{w_2^2}{2c_{p2}} = 1023 + \frac{520^2}{2 \cdot 1145} = 1023 + 118 = 1141 \text{ K},$$

donde, para $t_2 = 750\,^\circ\text{C}$, $c_{p2} = 1{,}145$ kJ/(kg·°C).

La diferencia media logarítmica de las temperaturas de frenado

$$\Delta\vartheta_{\log} = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{2{,}3 \lg \frac{\vartheta_1 - T_c}{\vartheta_2 - T_c}} = \frac{1580 - 1141}{2{,}3 \lg \frac{1580 - 623}{1141 - 623}} = 717\,^\circ\text{C}.$$

La temperatura media aritmética del aire es

$$\overline{T} = 0{,}5\,(T_1 + T_2) = 0{,}5\,(1473 + 1023) = 1250 \text{ K}$$

ó

$$\overline{t} = 1250 - 273 = 977\,^\circ\text{C}.$$

El coeficiente de traspaso de calor en las condiciones que examinamos puede ser calculado aproximadamente por la fórmula (5-13), donde en calidad de temperatura determinante se admite $\overline{t}$ y el coeficiente de traspaso de calor está referido a la diferencia de temperaturas $\Delta\vartheta_{\log}$. Cuando $\overline{t} = 977\,^\circ\text{C}$, $\lambda_f = 7{,}97 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C); $\mu_f = 48{,}5 \cdot 10^{-6}$ Pa·s; $c_{pf} = 1{,}182$ kJ/(kg·°C); $\text{Pr}_f = 0{,}719$.

$$\text{Re}_f = \frac{4G}{\pi d \mu_f} = \frac{4 \cdot 0{,}2}{3{,}14 \cdot 4{,}6 \cdot 10^{-2} \cdot 48{,}5 \cdot 10^{-6}} = 1{,}14 \cdot 10^5.$$

Suponiendo que la relación $l/d > 50$ hallamos:

$$\text{Nu}_f = 0{,}021\ \text{Re}_f^{0{,}8}\ \text{Pr}_f^{0{,}43} = 0{,}021\,(1{,}14 \cdot 10^5)^{0{,}8} \cdot (0{,}719)^{0{,}43} = 204.$$

La correlación para el factor de temperatura, según la fórmula (5-13), para el enfriamiento del gas es

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}_f (1{,}27 - 0{,}27\Theta),$$

donde

$$\Theta = \frac{T_c}{T} = \frac{623}{1250} \approx 0{,}5.$$

De tal manera,

$$\mathrm{Nu} = 204\,(1{,}27 - 0{,}27 \cdot 0{,}5) = 204 \cdot 1{,}13 = 231;$$

$$\alpha = \mathrm{Nu}\,\frac{\lambda_f}{d} = 231\,\frac{7{,}97 \cdot 10^{-2}}{4{,}6 \cdot 10^{-2}} = 400 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

La densidad del flujo calorífico es

$$q = \alpha \Delta \vartheta_{\log} = 400 \cdot 717 = 2{,}87 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

La cantidad de calor transferido es

$$Q = G c_{pf} (\vartheta_1 - \vartheta_2) = 0{,}2 \cdot 1185\,(1580 - 1141) = 1{,}04 \cdot 10^5 \text{ W}.$$

La superficie de cambio de calor es

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{1{,}04 \cdot 10^5}{2{,}87 \cdot 10^5} = 0{,}362 \text{ m}^2$$

La longitud que buscamos del tubo es

$$l = \frac{F}{\pi d} = \frac{0{,}362}{3{,}14 \cdot 4{,}6 \cdot 10^{-2}} = 2{,}5 \text{ m}.$$

5-59. Por un tubo cuyo diámetro $d = 14$ mm y cuya longitud $l = 900$ mm fluye mercurio a la velocidad $w = 2{,}5$ m/s. La temperatura media del mercurio es $t_f = 250^\circ$C.

Determinar el coeficiente de traspaso de calor del mercurio a la pared del tubo, la densidad del flujo calorífico y la cantidad de calor que se transfiere en la unidad de tiempo con la condición de que la temperatura media de la pared sea $t_c = 220^\circ$C.

Respuesta

$\alpha = 24\,000$ W/(m$^2 \cdot ^\circ$C); $q = 7{,}2 \cdot 10^5$ W/m^2; $Q = 28{,}4$ kW.

Solución

Cuando la temperatura media del mercurio $t_f = 250^\circ$C las propiedades físicas, respectivamente, son:

$\nu_f = 7{,}55 \cdot 10^{-8}$ m^2/s; $\lambda_f = 11$ W/(m$\cdot^\circ$C); $\mathrm{Pr}_f = 1{,}24 \cdot 10^{-2}$.

El número de Reynolds es

$$\mathrm{Re}_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{2{,}5 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{7{,}55 \cdot 10^{-8}} = 4{,}63 \cdot 10^5 > 10^4.$$

El régimen del flujo es turbulento.

Durante el flujo turbulento de metales líquidos puros por tubos el coeficiente de traspaso de calor puede ser calculado por la fórmula siguiente [L. 16][1]:

$$Nu_f = 5 + 0{,}025\ Pe_f^{0{,}8}. \qquad (5\text{-}14)$$

En el caso que examinamos

$$Pe_f = Re_f Pr_f = 4{,}63 \cdot 10^5 \cdot 1{,}24 \cdot 10^{-2} = 5750;$$
$$Nu_f = 5 + 0{,}025\,(5750)^{0{,}8} = 30{,}5;$$
$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = 30{,}5 \frac{11}{14 \cdot 10^{-3}} = 24\,000\ W/(m^2 \cdot °C).$$

La densidad del flujo calorífico es

$$q = \alpha (t_f - t_c) = 2{,}4 \cdot 10^4\,(250 - 220) = 7{,}2 \cdot 10^5\ W/m^2.$$

El flujo calorífico es

$$Q = q\pi\, dl = 7{,}2 \cdot 10^5 \cdot 3{,}14 \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}9 = 28{,}4\ kW.$$

5-60. En el circuito de una instalación energética atómica la superficie de caldeo del dispositivo intercambiador de calor está fabricada de tubos con diámetro interior $d = 12$ mm y longitud $l = 2400$ mm. Por el interior de los tubos circula sodio con temperatura media $t_f = 400°C$ a velocidad media $w = 2{,}5$ m/s.

Determinar el coeficiente de traspaso de calor del sodio a la pared del tubo.

Respuesta

$$\alpha = 46\,000\ W/(m^2 \cdot °C).$$

5-61. Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor en las condiciones del problema 5-60 si por los tubos del dispositivo intercambiador de calor, en lugar de sodio, circula litio o una aleación 25% Na + 75% K.

Respuesta

$$\alpha_{Li} = 47\,400\ W/(m^2 \cdot °C);$$
$$\alpha_{Na+K} = 23\,600\ W/(m^2 \cdot °C).$$

5-62. En una instalación experimental para la determinación de la termotransferencia de los metales líquidos fluye bismuto por un tubo de diámetro $d = 12$ mm y longitud $l = 1$ m. El tubo se calienta con un calentador eléctrico; la densidad del flujo calorífico en la pared es constante a lo largo del tubo e igual a $q_c = 6 \cdot 10^5\ W/m^2$.

Determinar la temperatura de la pared a la salida del tubo si la temperatura del bismuto a la entrada es $t_{f1} = 300°C$ y el gasto de éste, $G = 2{,}2$ kg/s.

[1] En caso de metales líquidos no puros, y si existe resistencia de contacto complementaria, el valor del coeficiente de traspaso de calor disminuye y puede ser calcutado por la fórmula $Nu_f = 4{,}5 + 0{,}014\ Pe_f^{0{,}8}$.

Respuesta

$$t_{c2} = 396°C.$$

Solución

Cuando la densidad del flujo calorífico en la pared es constante, la temperatura del bismuto a la salida del tubo se determina por la ecuación

$$t_{f2} = t_{f1} + \frac{q_c \pi d l}{G c_{pf}}.$$

El calor específico del bismuto depende poco de la temperatura; cuando $t_{f1} = 300°C$; $c_{pf1} = 151$ J/(kg·°C).

Sustituyendo las magnitudes conocidas hallaremos:

$$t_{f2} = 300 + \frac{6 \cdot 10^5 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}0}{2{,}2 \cdot 151} = 300 + 68 = 368°C.$$

Cuando $t_{f2} = 368°C$ las propiedades físicas del bismuto, respectivamente, son: $\mu_{f2} = 15 \cdot 10^{-4}$ Pa·s; $\lambda_{f2} = 14$ W/(m·°C); $c_{pf2} = 151$ J/(kg·°C); $Pr_{f2} = 1{,}62 \cdot 10^{-2}$.

El número de Reynolds a la salida del tubo es

$$Re_{f2} = \frac{4G}{\pi d \mu_{f2}} = \frac{4 \cdot 2{,}2}{3{,}14 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 15 \cdot 10^{-4}} = 1{,}56 \cdot 10^5 > 10^4;$$

el flujo es turbulento y el cálculo del coeficiente de traspaso de calor a la salida del tubo se efectúa por la fórmula (5-14):

$$Pe_{f2} = Re_{f2} Pr_{f2} = 1{,}56 \cdot 10^5 \cdot 1{,}62 \cdot 10^{-2} = 2530;$$

$$Nu_{f2} = 5 + 0{,}025\,(2{,}53 \cdot 10^3)^{0{,}8} = 18{,}2;$$

$$\alpha_2 = Nu_{f2} \frac{\lambda_{f2}}{d} = 18{,}2 \frac{14}{12 \cdot 10^{-3}} = 21\,200 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La temperatura de la pared a la salida es

$$t_{c2} = t_{f2} + \frac{q_c}{\alpha_2} = 368 + \frac{6 \cdot 10^5}{2{,}12 \cdot 10^4} = 368 + 28{,}3 = 396{,}3°C.$$

5-63. Por un tubo de diámetro interior $d = 10$ mm y longitud $l = 1$ m fluye sodio. El tubo se calienta con un calentador eléctrico; la densidad del flujo calorífico es constante a lo largo e igual a $q_c = 1 \cdot 10^6$ W/m^2. La temperatura del sodio a la entrada en el tubo es $t_{f1} = 300°C$.

¿Cuál es el gasto de sodio que se debe asegurar para que la temperatura de la pared del tubo a la salida t_c no exceda de 400°C?

Respuesta

$$G \geqslant 0{,}3 \text{ kg/s}.$$

5-64. Comparar los valores de los números de Nusselt y de los coeficientes de traspaso de calor durante el flujo turbulento del agua, aire y sodio por un tubo redondo en un intervalo de los números de Reynolds desde 10^4 hasta 10^6.

La comparación se debe efectuar para el flujo por un tubo de diámetro 20 mm; para el agua a la temperatura $t_f = 20°C$; para el aire a presión atmosférica y $t_f = 100°C$; para el sodio a $t_f = 350°C$.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen en la tabla y en la fig. 5-10.

	Nu			α, W/(m²·°C)		
Re	10^4	10^5	10^6	10^4	10^5	10^6
Agua	77,3	487	3070	2310	14 600	91 800
Aire	28,4	179	1130	91,3	575	3630
Sodio	5,66	9,16	31,3	19 000	30 800	105 000

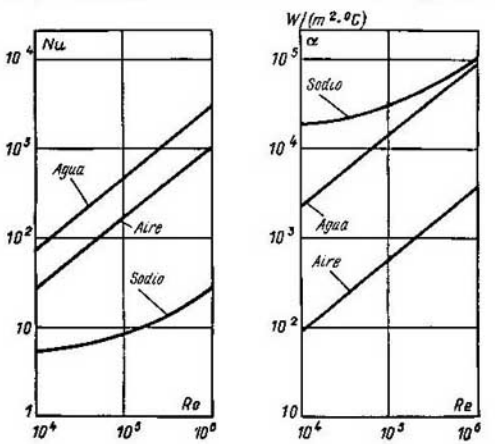

Fig. 5-10. Para el problema 5-64.

5-65. Por una tubería horizontal de acero con diámetro $d_1/d_2 = 50/57$ mm fluye agua a la velocidad $w = 0{,}15$ m/s. La temperatura media del agua es $t_{f1} = 100°C$. La tubería está aislada con asbesto y el diámetro exterior del aislamiento es $d_3 = 89$ mm (fig. 5-11).

Determinar las pérdidas de calor de 1 m de la tubería q_l, W/m, si la temperatura del aire en reposo que rodea a la tubería $t_{f2} = 20°C$. Determinar también la temperatura de las superficies de la tubería y del aislamiento t_{c1}, t_{c2} y t_{c3}.

Respuesta

$$q_l = 66 \text{ W/m}, \quad t_{c1} \approx t_{c2} \approx 99{,}7°\text{C}; \quad t_{c2} = 59{,}3°\text{C}.$$

Solución

El coeficiente de traspaso de calor del agua a la superficie interna del tubo:

cuando $t_{f1} = 100°\text{C}$, $\nu_{f1} = 0{,}295 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_{f1} = 0{,}683$ W/(m·°C);

$$\text{Pr}_{f1} = 1{,}75;$$

$$\text{Re}_{f1} = \frac{wd_1}{\nu_{f1}} = \frac{0{,}15 \cdot 5 \cdot 10^{-2}}{0{,}295 \cdot 10^{-6}} = 2{,}54 \cdot 10^4.$$

El régimen del movimiento es turbulento. El cálculo se efectúa por la fórmula (5-7).

Teniendo en cuenta que el coeficiente de traspaso de calor del agua a la superficie interior del tubo será considerablemente mayor que el coeficiente de traspaso de calor de la superficie exterior del aislamiento al aire, y teniendo presente la existencia del aislamiento, se puede admitir aproximadamente que $t_{c1} \approx t_{f1}$ y, por consiguiente, $\text{Pr}_{c1} \approx \text{Pr}_{f1}$, entonces:

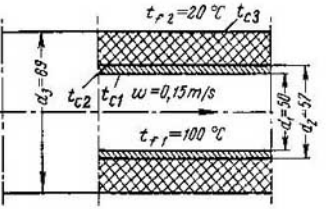

Fig. 5-11. Para el problema 5-65.

$$\text{Nu}_{f1} = 0{,}021\,\text{Re}_f^{0{,}8}\,\text{Pr}_f^{0{,}43} = 0{,}021\,(2{,}54 \cdot 10^4)^{0{,}8} \cdot 1{,}75^{0{,}43} = 90$$

y

$$\alpha_1 = \text{Nu}_{f1}\frac{\lambda_{f1}}{d_1} = 90\,\frac{0{,}683}{5 \cdot 10^{-2}} = 1230 \text{ W/(m}^2 \cdot °\text{C)}.$$

El traspaso de calor de la superficie exterior del aislamiento al aire se efectúa a cuenta de la convección libre. Puesto que el coeficiente de traspaso de calor en este caso depende de la diferencia de temperaturas $\Delta t = t_{c3} - t_{f2}$ y la temperatura t_{c3} es desconocida el cálculo se realiza por el método de las aproximaciones sucesivas.

Teniendo en cuenta que $\alpha_1 \geqslant \alpha_2$ suponemos en la primera aproximación que $t_{c3} = 65°\text{C}$.

El coeficiente de traspaso de calor se determina por la fórmula (7-1) para un tubo horizontal:

$$\text{Nu}_f = 0{,}5\,(\text{Gr Pr})_f^{0{,}25}.$$

Cuando $t_{f2} = 20°\text{C}$,

$$\beta_{f2} = \frac{1}{273 + t_{f2}} = \frac{1}{293}\,\text{K}^{-1};$$

$\nu_{t2} = 15{,}06 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_{t2} = 2{,}59 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C); $Pr_{t2} = 0{,}703$;

$$(Gr\,Pr)_{t2} = g\beta_{t2}\frac{(t_{c3} - t_{t2})\,d_3^3}{\nu_{t2}^2} Pr_{t2} = \frac{9{,}81\,(65 - 20)\,(8{,}9 \cdot 10^{-2})^3}{293\,(15{,}06 \cdot 10^{-6})^2} \times$$

$$\times 0{,}703 = 3{,}3 \cdot 10^6;$$

$$Nu_{t2} = 0{,}5\,(3{,}3 \cdot 10^6)^{0{,}25} = 21{,}2;$$

$$\alpha_2 = Nu_{t2}\frac{\lambda_{t2}}{d_3} = 21{,}2\,\frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{8{,}9 \cdot 10^{-2}} = 6{,}17 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

El coeficiente de trasmisión térmica (primera aproximación) es

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1230 \cdot 5 \cdot 10^{-2}} + \frac{2{,}3}{2 \cdot 46}\lg\frac{57}{50} + \frac{2{,}3}{2 \cdot 0{,}116}\lg\frac{89}{57} + \frac{1}{6{,}17 \cdot 8{,}9 \cdot 10^{-2}}} = 0{,}266 \text{ W/(m·°C)},$$

donde para el acero $\lambda_1 = 46$ W/(m·°C) y para el asbesto $\lambda_2 = 0{,}116$ W/(m·°C).

Cuando $k_l = 0{,}266$ W/(m·°C) el flujo calorífico en 1 m del tubo se tomará como

$$q_1 = k_l \pi\,(t_{f1} - t_{f2}) = 0{,}266 \cdot 3{,}14\,(100 - 20) = 67 \text{ W/m},$$

entonces la temperatura t_{c3}, en primera aproximación, será:

$$t_{c3} = t_{f2} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{\alpha_2 d_3} = 20 + \frac{67}{3{,}14 \cdot 6{,}17 \cdot 8{,}9 \cdot 10^{-2}} = 58{,}9\text{°C}.$$

Para la segunda aproximación admitieron que $t_{c3} = 59$°C; entonces

$$(GrPr)_{t2} = 2{,}86 \cdot 10^6;\ Nu_{t2} = 20{,}6;\ \alpha_2 = 6{,}0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{C)}.$$

Sustituyendo en la formula para k_l este valor de α_2 obtenemos:

$$k_l = 0{,}263.$$

Puesto que en la segunda aproximación el valor de k_l prácticamente coincidido con el valor obtenido anteriormente no es necesario efectuar cálculos ulteriores.

Hallamos el flujo calorífico y la temperatura de las superficies

$$q_l = 0{,}263 \cdot 3{,}14 \cdot 80 = 66 \text{ W/m};$$

$$t_{c3} = t_{f2} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{\alpha_2 d_3} = 20 + \frac{66}{3{,}14 \cdot 6 \cdot 8{,}9 \cdot 10^{-2}} = 59{,}3\text{°C};$$

$$t_{c2} = t_{c3} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{2\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} = 59{,}3 + \frac{66}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 0{,}116}\,2{,}3\lg\frac{89}{57} \approx 99{,}7\text{°C};$$

$$t_{c1} = t_{c2} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{2\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} = 99{,}7 + \frac{66}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 46}\,2{,}3\lg\frac{57}{50} \approx 99{,}73\text{°C}.$$

5-66. ¿Cómo variarán las pérdidas de calor q_l, en W/m, y la temperatura de la superficie exterior del aislamiento t_{c3} en las

condiciones del problema 5-65 si se aumenta en 2 veces el espesor de la capa de aislamiento, a la vez que se conservan invariables todas las condiciones restantes?

Respuesta

$q_l = 51{,}5$ W/m. Las pérdidas de calor disminuirán aproximadamente en 22%; t_{c3} será igual a 46,8°C, es decir, la temperatura de la superficie externa del aislamiento disminuirá aproximadamente en 12,5°C.

5-67. Por un tubo de diámetro $d = 12$ mm corre agua a la presión $p = 24$ MPa. El gasto de agua es $G = 0{,}15$ kg/s. La temperatura media de la masa de agua en la sección x, a la distancia $x > 15d$ de la entrada en el tramo que se calienta del tubo, es $t_{fx} = 380$°C.

Determinar el coeficiente local de traspaso de calor α_x y el valor local de la densidad del flujo calorífico en la pared q_{cx} para la sección que examinamos del tubo si se sabe que la temperatura local de la pared en esta sección $t_{cx} = 390$°C.

Para el cálculo considerar que la termotransferencia tiene lugar en las condiciones del régimen normal, es decir $q/\rho w < (q/\rho w)_{cr}$ y, por consiguiente, no existe un empeoramiento local de la termotransferencia (véase el problema 5-70) y la convección libre no ejerce influjo considerable sobre el intercambio de calor.

Comparar el valor de α_x con el valor del coeficiente de traspaso de calor α_0 calculado para propiedades físicas constantes por la fórmula que es válida para el tramo distante del crítico ($p \leqslant p_{cr}$).

Respuesta

$\alpha_x = 3{,}3 \cdot 10^4$ W/(m^2·°C); $q_{cx} = 3{,}3 \cdot 10^5$ W/m^2; $\alpha_x/\alpha_0 \approx 0{,}7$.

Solución

Para el flujo turbulento de agua a presión supercrítica por tubos en condiciones de calentamiento la termotransferencia puede ser calculada por la fórmula siguiente [L.5]:

$$\mathrm{Nu}_f = \mathrm{Nu}_0 \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}}\right)^{0,4} \left(\frac{\rho_c}{\rho_f}\right)^m, \qquad (5\text{-}15)$$

donde Nu_0 es el número de Nusselt para propiedades físicas constantes calculado por la fórmula (5-8),

$$\mathrm{Nu}_0 = \frac{\frac{\xi}{8}\mathrm{Re}_f \mathrm{Pr}_f}{12{,}7\sqrt{\frac{\xi}{8}}\,(\mathrm{Pr}_f^{2/3} - 1) + 1{,}07};$$

aquí $\xi = (1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^{-2}$ en el coeficiente de la resistencia de rozamiento:

$$\bar{c}_p = \frac{i_c - i_f}{t_c - t_f}$$

es el valor medio integral del calor específico en el intervalo de temperaturas de t_f hasta t_c; i_c, i_f son las entalpías del fluido, respectivamente, para t_c y t_f;

$$m = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{p}{p_{cr}},$$

$p_{cr} = 22{,}12$ MPa es la presión crítica del agua.

Para el agua la fórmula (5-15) es válida cuando $x/d \geqslant 15$; $1{,}03 \leqslant p/p_{cr} \leqslant 1{,}4$; $0{,}6 \leqslant T_f/T_m \leqslant 1{,}2$; $0{,}6 \leqslant T_c/T_m \leqslant 1{,}2$, cuando la convección libre no ejerce influjo considerable sobre el intercambio de calor, lo que corresponde a la condición $\mathrm{Gr}/\mathrm{Re}^2 < 0{,}6$, y para los denominados regímenes normales del intercambio de calor.

Aquí T_f y T_c son las temperaturas del fluido y de la pared, en K; T_m es la temperatura seudocrítica, en K, es decir, la temperatura a la que el calor específico es el máximo para la presión dada.

En las condiciones cuando $T_f < T_m < T_c$ la fórmula (5-15) es válida si $q_c/\rho w < (q_c/\rho w)_{cr}$, donde $(q_c/\rho w)_{cr}$ es la relación crítica de la densidad del flujo calorífico respecto a la velocidad de masa, y al superar esta relación puede surgir un empeoramiento local de la termotransferencia [L.21].

En las condiciones que examinamos cuando $p = 24$ MPa la temperatura seudocrítica $t_m = 380{,}7$°C; para $t_f = 380$°C las propiedades físicas del agua, respectivamente, son:

$v_f = 2{,}59 \cdot 10^{-3}$ m³/kg; $i_f = 2\,028$ kJ/kg; $c_{pf} = 68{,}38$ kJ/(kg·°C);
$\lambda_f = 0{,}269$ W/(m·°C); $\mu_f = 4{,}68 \cdot 10^{-5}$ Pa·s; $\mathrm{Pr}_f = 11{,}9$.

Cuando $t_{cr} = 390$°C, $v_c = 5{,}619 \cdot 10^{-3}$ m³/kg; $i_c = 2\,505$ kJ/kg.

El número local de Reynolds es

$$\mathrm{Re}_f = \frac{4G}{\pi d \mu_f} = \frac{4 \cdot 0{,}15}{\pi \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 4{,}68 \cdot 10^{-5}} = 3{,}4 \cdot 10^5;$$

el régimen de la corriente es turbulento.

Los valores relativos de las temperaturas del fluido y de la pared son

$$\frac{T_f}{T_m} = \frac{380 + 273}{380{,}7 + 273} = \frac{653}{653{,}7} \approx 0{,}999;$$

$$\frac{T_c}{T_m} = \frac{663}{653{,}7} = 1{,}03;$$

de tal manera $T_f < T_m < T_c$. Teniendo en cuenta que en las condiciones del problema se ha estipulado que $q_c/\rho w < (q_c/\rho w)_{cr}$ y $\mathrm{Gr}/\mathrm{Re}^2 < 0{,}6$ el cálculo se efectúa por la fórmula (5-15).

Primeramente determinamos Nu_{0x} y α_{0x} por (5-8):

$$\xi = [1{,}82 \lg (3{,}4 \cdot 10^5) - 1{,}64]^{-2} = 1{,}41 \cdot 10^{-2};$$

$$\frac{\xi}{8} = 1{,}76 \cdot 10^{-3}; \quad \sqrt{\frac{\xi}{8}} = 4{,}2 \cdot 10^{-2};$$

$$Nu_{0x} = \frac{1{,}76 \cdot 10^{-3} \cdot 3{,}4 \cdot 10^5 \cdot 11{,}9}{12{,}7 \cdot 4{,}2 \cdot 10^{-2} (11{,}9^{2 \cdot 3} - 1) + 1{,}07} = 2\,155;$$

$$\alpha_{0x} = Nu_{0x} \frac{\lambda_f}{d} = 2\,155 \frac{0{,}269}{12 \cdot 10^{-3}} = 4{,}83 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Determinamos el factor en la fórmula (5-15) que tiene en cuenta la influencia de la variación de las propiedades físicas del agua en la sección del flujo:

$$\varphi = \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}}\right)^{0,4} \left(\frac{\rho_c}{\rho_f}\right)^m;$$

$$\bar{c}_p = \frac{i_c - i_f}{t_c - t_f} = \frac{2\,505 - 2\,028}{390 - 380} = 47{,}7 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)};$$

$$\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}} = \frac{47{,}7}{68{,}4} = 0{,}70;$$

$$\frac{\rho_c}{\rho_f} = \frac{v_f}{v_c} = \frac{2{,}596 \cdot 10^{-3}}{5{,}619 \cdot 10^{-3}} = 0{,}461;$$

$$m = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{p}{p_{cr}} = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{24}{22{,}12} = 0{,}296;$$

$$\varphi = (0{,}7)^{0,4} (0{,}461)^{0,296} = 0{,}69.$$

Los valores locales del número de Nusselt y del coeficiente de traspaso de calor son

$$Nu_{fx} = Nu_{0x} \varphi = 2\,155 \cdot 0{,}69 = 1\,485;$$

$$\alpha_x = Nu_{fx} \frac{\lambda_f}{d} = 1\,485 \frac{0{,}269}{12 \cdot 10^{-3}} = 3{,}33 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

La densidad local del flujo calorífico es

$$q_{cx} = \alpha_x (t_{cx} - t_{fx}) = 3{,}33 \cdot 10^4 (390 - 380) = 3{,}33 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

La relación de los coeficientes de traspaso de calor es

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_0} = 0{,}69.$$

5-68. Determinar el coeficiente local de traspaso de calor y el valor local de densidad del flujo calorífico al fluir el agua a presión supercrítica por el tubo examinado en el problema 5-67, si la temperatura local de la pared en la sección que se estudia es $t_{cx} = 420$°C y las demás condiciones permanecen iguales a las del problema 5-67. Comparar los resultados del cálculo con la respuesta al problema 5-67.

Respuesta

$$\alpha_x = 2{,}05 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad q_{cx} = 8{,}15 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2;$$
$$\alpha_x/\alpha_0 \approx 0{,}43.$$

El aumento de la carga de temperatura conduce a la reducción del coeficiente de traspaso de calor. Pero, a pesar de esto, la densidad del flujo calorífico en la pared crece.

5-69. Determinar el coeficiente local de traspaso de calor y el valor local de la densidad del flujo calorífico al fluir el agua a presión supercrítica por un tubo en las mismas condiciones que en el problema 5-67, pero si el agua se encuentra bajo la presión $p = 30$ MPa.

Efectuar el cálculo para el mismo gasto de agua $G = 0{,}15$ kg/s y para las temperaturas del fluido y de la pared $t_f = 400$°C y $t_c = 440$°C, es decir, aproximadamente para las mismas relaciones de T_f/T_m y T_c/T_m que en el problema 5-68. Comparar los resultados del cálculo con la respuesta al problema 5-68.

Respuesta

$$\alpha_x = 1{,}9 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}, \quad q_{cx} = 7{,}6 \cdot 10^5 \cdot \text{W/m}^2,$$
$$\alpha_0 = 3 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

De tal manera, para valores aproximadamente iguales de Re_f, T_f/T_m y T_c/T_m, cuando $p = 24$ MPa $(p/p_{cr} \approx 1{,}08)$, $\alpha_x/\alpha_0 \approx 0{,}43$; cuando $p = 30$ MPa $(p/p_{cr} \approx 1{,}36)$, $\alpha_x/\alpha_0 \approx 0{,}64$.

5-70. En un aparato intercambiador de calor se requiere calentar $G = 1{,}0$ kg/s de agua a la presión $p = 24$ MPa desde la temperatura $t_{f1} = 375$°C hasta $t_{f2} = 390$°C. El agua fluye paralelamente de abajo hacia arriba por $n = 20$ tubos de diámetro $d = 10$ mm y longitud $l = 2{,}5$ m de disposición vertical. El calentamiento se realiza con una densidad constante del flujo calorífico en la pared, $q_c = \text{const}$.

Determinar el valor requerido de q_c, en W/m², y comprobar si para este valor de q_c puede comenzar un empeoramiento local de la termotransferencia en cualquier sección a lo largo de los tubos.

Durante el cálculo considerar que la convección libre no ejerce influencia considerable sobre el intercambio de calor.

Respuesta

$q_c = 4 \cdot 10^5$ W/m². No habrá empeoramiento del régimen de intercambio de calor ya que $q_c < q_{cr} \approx 5{,}7 \cdot 10^5$ W/m².

Solución

Cuando $p = 24$ MPa y las temperaturas $t_{f1} = 375$°C y $t_{f2} = 390$°C las entalpías del agua en la entrada y en la salida, respectiva-

mente, son:

$$i_{f1} = 1\,875 \text{ kJ/kg}, \quad i_{f2} = 2\,505 \text{ kJ/kg};$$
$$\Delta i = i_{f2} - i_{f1} = (2\,505 - 1\,875) \cdot 10^3 = 630 \cdot 10^3 \text{ J/kg}.$$

El flujo calorífico requerido para un tubo es

$$Q = \frac{G}{n} \Delta i = \frac{1,0}{20} 630 \cdot 10^3 = 3,15 \cdot 10^4 \text{ W}.$$

La densidad requerida del flujo calorífico es

$$q_c = \frac{Q}{\pi d l} = \frac{3,15 \cdot 10^4}{\pi \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5} = 4 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

Los regímenes de intercambio empeorado de calor pueden surgir cuando $t_f < t_m < t_c$ y si la relación $q_c/\rho w$ supera cierto valor crítico $(q_c/\rho w)_{cr}$. El valor de $(q_c/\rho w)_{cr}$ se puede determinar con aproximación por la fórmula siguiente [L.21]:

$$\left(\frac{q_c}{\rho w}\right)_{cr} \approx 0,034 \left(\frac{c_p}{\beta_\rho}\right)_{t_m} \sqrt{\frac{\xi}{8}}, \qquad (5\text{-}16)$$

donde $(c_p/\beta_\rho)_{t_m}$ se determina a la temperatura t_m.

La fórmula (5-16) es válida para el caso de flujo ascendente en tubos verticales[1].

Cuando $p = 24$ MPa, $t_m = 380,7$°C y, puesto que por las condiciones del problema $t_{f1} < t_m$ y $t_{f2} > t_m$, en cierto tramo a lo largo de los tubos $t_f < t_m < t_c$. Precisamente por esto es menester comprobar por (5-16) si q_c supera o no el valor crítico.

Es difícil determinar con suficiente exactitud mediante las tablas (véase el apéndice) el valor máximo del calor específico para la presión dada $(c_p)_m$ y $(\beta_\rho)_m$. Por esto, teniendo en cuenta que

$$\beta_\rho = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t},$$

es conveniente escribir la relación c_p/β_ρ como

$$\frac{c_p}{\beta_\rho} = -\rho \frac{c_p \partial t}{\partial \rho} = -\rho \frac{\partial i}{\partial \rho} \approx -\rho \frac{\Delta i}{\Delta \rho}.$$

Por las tablas, teniendo en cuenta que $\rho = \frac{1}{v}$, hallamos que para $t_m = 380,7$°C $\rho_m = 344$ kg/m³;

cuando $t = 380,7 - 1 = 379,7$°C, $\rho = 395,6$ kg/m³; $i = 2\,012,4$ kJ/kg;
cuando $t = 380,7 + 1 = 381,7$°C, $\rho = 286,8$ kg/m³; $i = 2\,201,3$ kJ/kg.

$$\Delta i = (2\,201,3 - 2\,012,4) \approx 189 \text{ kJ/kg};$$
$$\Delta \rho = 286,8 - 395,6 = -108,8 \text{ kg/m}^3;$$
$$\left(\frac{c_p}{\beta_\rho}\right)_{t_m} \approx -\left(\rho \frac{\Delta i}{\Delta \rho}\right)_{t_m} = 344 \frac{189}{108,8} = 598 \text{ kJ/kg}.$$

[1] En [L.21] se puede hallar información más detallada respecto a los límites de aplicación de la fórmula (5-16).

Para el cálculo del coeficiente de resistencia de rozamiento ξ determinamos con cierto margen el valor máximo del número de Reynolds, es decir, Re_f a la salida de los tubos. Cuando $t_{f2} = 390$°C, $\mu_f = 3{,}24 \cdot 10^{-5}$ Pa·s y

$$\mathrm{Re}_f = \frac{4G_1}{\pi d \mu_f} = \frac{4 \cdot 0{,}05}{\pi \cdot 1 \cdot 10^{-2} \cdot 3{,}24 \cdot 10^{-5}} = 1{,}97 \cdot 10^5,$$

siendo el gasto de agua a través de un tubo

$$G_1 = \frac{G}{n} = \frac{1{,}0}{20} = 0{,}05 \text{ kg/s}.$$

$$\xi = (1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^{-2} = [1{,}82 \lg (1{,}97 \cdot 10^5) - 1{,}64]^{-2} = 1{,}57 \cdot 10^{-2};$$

$$\sqrt{\frac{\xi}{8}} = \sqrt{\frac{1{,}57 \cdot 10^{-2}}{8}} = 4{,}43 \cdot 10^{-2}.$$

Sustituyendo en (5-16) los valores hallados calculamos:

$$\left(\frac{q_c}{\rho w}\right)_{cr} \approx 0{,}034 \cdot 5{,}98 \cdot 10^5 \cdot 4{,}43 \cdot 10^{-2} = 900 \text{ J/kg}.$$

La velocidad de masa es

$$\rho w = \frac{4G_1}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}05}{\pi \cdot 1 \cdot 10^{-4}} = 637 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}.$$

La densidad crítica del flujo calorífico es

$$q_{c.\,cr} \approx 900 \cdot 637 \approx 5{,}7 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

Puesto que $q_c < q_{c.\,cr}$ no habrá empeoramiento local del intercambio de calor.

5-71. Determinar el valor requerido de la densidad del flujo calorífico q_c en W/m², y comprobar si puede o no surgir para este valor de q_c un empeoramiento local de la termotransferencia en el intercambiador de calor examinado en el problema 5-70 si, respectivamente, aumentamos el gasto de agua y el diámetro de los tubos hasta $G = 2$ kg/s y $d = 16$ mm. La longitud de los tubos y las temperaturas del agua a la entrada y a la salida se conservan sin variación.

Respuesta

$$q_c = 5 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2, \quad q_{cr} \approx 4{,}4 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

Puesto que $q_c > q_{cr}$ puede surgir un régimen de termotransferencia empeorada y una elevación local peligrosa de la temperatura de la pared.

5-72. Determinar (con aproximación) el valor $(q_c/\rho w)$ por debajo del cual no surgirá un empeoramiento local de la termotransferencia en los tramos del tubo que se calienta. Efectuar el cálculo para el caso del flujo ascendente del agua a presiones $p = 24$ MPa

y $p = 30$ MPa en el límite de los números de Reynolds desde $3 \cdot 10^4$ hasta $3 \cdot 10^5$.

Respuesta

Cuando $\mathrm{Re} = 3 \cdot 10^4$ y $3 \cdot 10^5$ y $p = 24$ MPa, $(q_c/\rho w)_{cr} \approx 1100$ y 865 J/kg; cuando $p = 30$ MPa, $(q_c/\rho w)_{cr} \approx 1300$ y 1 000 J/kg respectivamente.

5-73. El agua fluye de abajo arriba a la presión $p = 24$ MPa por un tubo vertical cuyo diámetro es $d = 14$ mm. El gasto de agua es $G = 0{,}2$ kg/s. El agua se calienta en las condiciones de una densidad constante del flujo calorífico sobre la pared $q_c = 7 \cdot 10^5$ W/m^2.

Determinar la temperatura de la pared t_{cx} en la sección del tubo situada a la distancia $x > 15d$ de la entrada en el tramo que se calienta del tubo si se sabe que la temperatura media de la masa de agua en esta sección $t_{fx} = 370$°C.

Respuesta

$$t_{cx} = 408\text{°C}.$$

Solución

Cuando la presión $p = 24$ MPa y $t_{fx} = 370$°C $\mu_{fx} = 6{,}34 \cdot 10^{-5}$ Pa·s y el número de Reynolds

$$\mathrm{Re}_{fx} = \frac{4G}{\pi d \mu_{fx}} = \frac{4 \cdot 0{,}2}{\pi \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 6{,}34 \cdot 10^{-5}} = 2{,}87 \cdot 10^5.$$

El régimen del movimiento es turbulento y, puesto que $p > p_{cr}$, la termotransferencia puede ser calculada por la fórmula (5-15):

$$\mathrm{Nu}_{fx} = \mathrm{Nu}_0 \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}}\right)^{0{,}4} \left(\frac{\rho_c}{\rho_f}\right)^m.$$

Sin embargo, puesto que para la determinación del número de Nusselt por (5-15) se requiere conocer la temperatura de la pared, que en este caso es la magnitud buscada, es menester resolver esta ecuación conjuntamente con la expresión

$$\alpha_x = \frac{q_{cx}}{t_{cx} - t_{fx}}. \qquad \text{(a)}$$

El cálculo se puede realizar por el método de las aproximaciones sucesivas o gráficamente. Efectuaremos el cálculo por el método gráfico.

Tomamos una serie de valores $t_{cx} = 390$, 400, 410 y 420°C. Para cada uno de estos valores de t_{cx} determinamos los valores de los coeficientes de traspaso de calor por las fórmulas (5-15) y (a).

Supongamos que $t_{cx} = 390$°C. Cuando $p = 24$ MPa y $t_{cx} = 390$°C, $v_c = 5{,}619 \cdot 10^{-3}$ m^3/kg; $i_c = 2\,505$ kJ/kg. Cuando $t_{fx} = 370$°C, $v_f = 1{,}89 \cdot 10^{-3}$ m^3/kg; $i_f = 1\,805$ kJ/kg; $\lambda_f = 0{,}396$ W/(m·°C); $c_{pf} = 11{,}8$ kJ/kg; $\mathrm{Pr} = 1{,}89$.

El coeficiente de resistencia de rozamiento

$$\xi = (1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^{-2} = [1{,}82 \lg (2{,}87 \cdot 10^5) - 1{,}64]^{-2} = 1{,}46 \cdot 10^{-2}.$$

El número Nu_0 por la fórmula (5-8) es

$$\mathrm{Nu}_0 = \frac{\frac{\xi}{8} \mathrm{Re}_f \mathrm{Pr}_f}{12{,}7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (\mathrm{Pr}_f^{2/3} - 1) + 1{,}07} =$$

$$= \frac{\frac{1{,}46 \cdot 10^{-2}}{8} 2{,}87 \cdot 10^5 \cdot 1{,}89}{12{,}7 \sqrt{\frac{1{,}46 \cdot 10^{-2}}{8}} (1{,}89^{2/3} - 1) + 1{,}07} = 733.$$

El valor medio integral del calor específico es

$$\bar{c}_p = \frac{i_c - i_f}{t_c - t_f} = \frac{2\,505 - 1\,805}{390 - 370} = 35 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

$$\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}} = \frac{35}{11{,}8} = 2{,}97.$$

Los valores relativos de las temperaturas del fluido y de la pared son:

cuando $p = 24$ MPa y $t_m = 380{,}7^\circ$C

$$\frac{T_f}{T_m} = \frac{370 + 273}{380{,}7 + 273} = \frac{643}{653{,}7} = 0{,}984;$$

$$\frac{T_c}{T_m} = \frac{663}{653{,}7} \approx 1{,}013.$$

La relación de las densidades es

$$\frac{\rho_c}{\rho_f} = \frac{v_f}{v_c} = \frac{1{,}89}{5{,}62} = 0{,}336;$$

$$m = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{p}{p_{cr}} = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{24}{22{,}12} = 0{,}296.$$

El número de Nusselt por la fórmula (5-15) es

$$\mathrm{Nu}_x = 733 (2{,}97)^{0.6} (0{,}336)^{0.296} = 733 \cdot 1{,}12 = 820.$$

El coeficiente de traspaso de calor cuando $t_c = 390^\circ$C por la fórmula (5-15) es

$$\alpha_x = \mathrm{Nu}_x \frac{\lambda_f}{d} = 820 \frac{0{,}369}{14 \cdot 10^{-3}} = 2{,}32 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

El coeficiente de traspaso de calor cuando $t_c = 390^\circ$C por la fórmula (a) es

$$\alpha_x' = \frac{q_{cx}}{t_{cx} - t_{fx}} = \frac{7 \cdot 10^5}{390 - 370} = 3{,}5 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Los resultados de cálculos análogos $t_{c\,x} = 400$, 410 y 420°C se exponen en la tabla siguiente:

t_c, °C	i_c, kJ/kg	v_c, m³/kg	$\overline{c_p}\Big/c_{pf}$	ρ_c/ρ_f	Nu_x	$\alpha_x \cdot 10^{-4}$, W/(m²·°C)	$\alpha'_x \cdot 10^{-4}$, W/(m²·°C)
390	2 505	5,619	2,97	0,336	820	2,32	3,50
400	2 642	6,738	2,37	0,280	714	2,02	2,33
410	2 735	7,544	1,98	0,250	641	1,81	1,75
420	2 808	8,205	1,70	0,230	587	1,66	1,40

Por los resultados de los cálculos construimos el gráfico de las dependencias entre α_x y α'_x, por una parte, y t_{cx}, por otra (fig. 5-12). Por el punto de intersección de estas dos dependencias hallamos el valor que buscamos $t_{cx} = 408{,}5$°C.

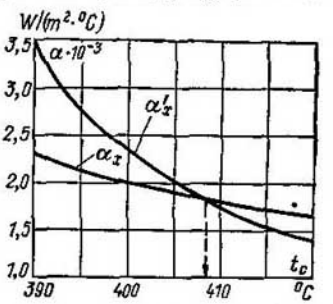

Fig. 5-12. Para el problema 5-73.

La temperatura seudocrítica cuando $p = 24$ MPa es $t_m = 380{,}7$ °C.

Ya que por los resultados del cálculo $t_f < t_m < t_c$ es menester comprobar si la densidad dada del flujo calorífico supera o no el valor crítico.

Por la fórmula (5-16), empleando la solución al problema 5-70, tenemos que para el agua, cuando $p = 24$ MPa,

$$\left(\frac{c_p}{\beta_\rho}\right)_{t_m} = 5{,}98 \cdot 10^5 \text{ J/kg},$$

de donde

$$\left(\frac{q}{\rho w}\right)_{cr} \approx 0{,}034 \left(\frac{c_p}{\beta_\rho}\right)_{t_m} \sqrt{\frac{\xi}{8}} =$$

$$= 0{,}034 \cdot 5{,}98 \cdot 10^5 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \approx 2 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{\xi}{8}}.$$

En el caso que examinamos $Re_f = 2{,}87 \cdot 10^5$;

$$\sqrt{\xi/8} = 4{,}27 \cdot 10^{-2}; \quad \rho w = \frac{4G}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}2}{\pi \cdot 1{,}4^2 \cdot 10^{-4}} = 1300$$

y $q_{cr} \approx 2 \cdot 10^4 \cdot 4{,}27 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}3 \cdot 10^3 \approx 1{,}1 \cdot 10^6$ W/m².

Por consiguiente, $q_c = 7 \cdot 10^5 < q_{cr}$, no habrá empeoramiento local del traspaso de calor y la fórmula (5-15) que ha sido utilizada es válida.

5-74. Por un tubo de diámetro $d = 4$ mm fluye a presión $p = 10$ MPa bióxido carbónico que se calienta de tal manera que la densidad del flujo calorífico sobre la pared es aproximadamente constante. En las secciones x a la distancia $x > 20d$ de la entrada en el tramo que se calienta del tubo, el número de Reynolds, la temperatura media de la masa del fluido y la temperatura de la pared, todos ellos locales, son iguales, respectivamente, a $\mathrm{Re}_f = 2 \cdot 10^5$, $t_{fx} = 22$ °C, $t_{cx} = 227$ °C.

Determinar la relación entre el número local de Nusselt y el número de Nusselt para el caso de propiedades físicas constantes del fluido, $\mathrm{Nu}_f/\mathrm{Nu}_0$, y el valor del coeficiente local de traspaso de calor en la sección que examinamos, α_x en W/(m² · °C).

Durante el cálculo considerar que la convección libre no ejerce influencia considerable sobre el intercambio de calor.

Respuesta

$$\mathrm{Nu}_f/\mathrm{Nu}_0 \approx 0{,}49; \quad \alpha_x = 7\,100 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Solución

La presión crítica del bióxido carbónico es $p_{cr} = 7{,}39$ MPa y, por consiguiente, el proceso de intercambio de calor transcurre a $p > p_{cr}$.

Durante el flujo turbulento por tubos del bióxido carbónico a presión supercrítica en condiciones de calentamiento la termotransferencia puede ser calculada por la fórmula siguiente [L.5, 6]:

$$\mathrm{Nu}_f = \mathrm{Nu}_0 \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}}\right)^n \left(\frac{\rho_c}{\rho_f}\right)^m \varepsilon_x, \tag{5-17}$$

en donde el número de Nusselt para propiedades físicas constantes Nu_0, la correlación $\bar{c}_p/c_{pf}$, la correlación de las densidades ρ_c/ρ_f y el exponente m se determinan de la misma manera que en la fórmula (5-15).

n es un exponente que depende de las temperaturas relativas de la pared y del fluido T_c/T_m y T_f/T_m, siendo T_m la temperatura seudocrítica, en K.

$$\text{Cuando } \frac{T_c}{T_m} \leqslant 1 \text{ ó } \frac{T_f}{T_m} \geqslant 1{,}2 \quad n = 0{,}4;$$

$$\text{cuando } 1 \leqslant \frac{T_c}{T_m} \leqslant 2{,}6 \text{ y } \frac{T_f}{T_m} \leqslant 1 \quad n = n_1 = 0{,}22 + 0{,}18\,\frac{T_c}{T_m};$$

$$\text{cuando } 1 \leqslant \frac{T_c}{T_m} \leqslant 2{,}6 \text{ y } 1 \leqslant \frac{T_f}{T_m} \leqslant 1{,}2$$

$$n = n_1 + (5n_1 - 2)\left(1 - \frac{T_f}{T_m}\right).$$

Los valores de n en dependencia de las relaciones de las temperaturas absolutas se exponen también en la tabla siguiente:

T_f/T_m	T_c/T_m								
	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
1	0,4	0,436	0,472	0,508	0,544	0,580	0,616	0,652	0,688
1,04	0,4	0,429	0,458	0,486	0,515	0,544	0,573	0,602	0,630
1,08	0,4	0,423	0,443	0,465	0,486	0,508	0,530	0,551	0,573
1,12	0,4	0,414	0,423	0,443	0,458	0,472	0,486	0,501	0,515
1,16	0,4	0 407	0,414	0,422	0,429	0,436	0,443	0,450	0,458
1,20	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4

ε_x es la corrección para el tramo inicial. Si antes del tramo que se calienta existe otro de estabilización hidrodinámica, entonces [L.6]

$$\varepsilon_x = 0{,}86 + 0{,}54\left(\frac{d}{x}\right)^{0{,}4}.$$

Esta fórmula es válida para $2 \leqslant x/d \leqslant 20$. Si $x/d \geqslant 20$ $\varepsilon_x = 1$.

La fórmula (5-17) es válida para el bióxido carbónico cuando $1{,}06 \leqslant p/p_{cr} \leqslant 5{,}25$; $0{,}9 \leqslant T_f/T_m \leqslant 1{,}2$ y $0{,}9 \leqslant T_c/T_m \leqslant 2{,}6$, es decir, cuando la convección libre no ejerce influjo considerable sobre el intercambio de calor, lo que corresponde a la condición $\mathrm{Gr/Re}^2 < 0{,}6$ *.

En las condiciones que examinamos, cuando $p = 10$ MPa, la temperatura seudocrítica es $t_m = 45$ °C; cuando $t_{fx} = 22$ °C ($T_{fx} = 295$ K) las propiedades físicas del bióxido carbónico, respectivamente, son:

$$\rho_f = 842{,}9 \text{ kg/m}^3; \quad c_{pf} = 2{,}7 \text{ kJ/(kg·°C)};$$
$$i_f = 550 \text{ kJ/kg}; \quad \lambda_f = 0{,}0977 \text{ W/(m·°C)}; \quad \mathrm{Pr}_f = 2{,}21.$$

Cuando $t_{cx} = 227$ °C ($T_{cx} = 500$ °K), $i_c = 965{,}8$ kJ/kg; $\rho_c = 113{,}1$ kg/m^3.

El cálculo se efectúa por la fórmula (5-17). Primeramente determinamos Nu_0 mediante (5-8):

$$\xi = (1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^{-2} = [1{,}82 \lg (2 \cdot 10^5) - 1{,}64]^{-2} = 1{,}56 \cdot 10^{-2};$$
$$\xi/8 = 1{,}95 \cdot 10^{-3}; \quad \sqrt{\xi/8} = 4{,}41 \cdot 10^{-2}.$$

$$\mathrm{Nu}_0 = \frac{\frac{\xi}{8}\mathrm{Re}_f \mathrm{Pr}_f}{12{,}7\sqrt{\frac{\xi}{8}}(\mathrm{Pr}_f^{2/3} - 1) + 1{,}07} =$$

$$= \frac{1{,}95 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2{,}21}{12{,}7 \cdot 4{,}41 \cdot 10^{-2}(2{,}21^{2/3} - 1) + 1{,}07} = 590.$$

* Informaciones más detalladas respecto a los límites de la aplicabilidad de la fórmula (5-17) se pueden hallar en [L.5].

Determinamos el factor que, en la fórmula (5-17), tiene en cuenta la influencia de la variación de las propiedades físicas del bióxido carbónico en la sección del flujo:

$$\varphi = \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}}\right)^n \left(\frac{\rho_c}{\rho_f}\right)^m;$$

$$\bar{c}_p = \frac{i_c - i_f}{t_c - t_f} = \frac{965{,}8 - 550}{227 - 22} = 2{,}03 \text{ kJ/(kg·°C)};$$

$$\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}} = \frac{2{,}03}{2{,}7} = 0{,}753;$$

$$\frac{T_f}{T_m} = \frac{22 + 273}{45 + 273} = \frac{295}{318} = 0{,}928;$$

$$\frac{T_c}{T_m} = \frac{500}{318} = 1{,}57.$$

Como $T_f/T_m < 1$ y $1 < T_c/T_m < 2{,}6$, entonces

$$n = 0{,}22 + 0{,}18\frac{T_c}{T_m} = 0{,}22 + 0{,}18 \cdot 1{,}57 \approx 0{,}5;$$

$$\frac{\rho_c}{\rho_f} = \frac{113{,}1}{842{,}9} = 0{,}134;$$

$$m = 0{,}35 - 0{,}05\frac{p}{p_{cr}} = 0{,}35 - 0{,}05\frac{10}{7{,}39} = 0{,}282;$$

$$\varphi = (0{,}735)^{0{,}5}\,(0{,}134)^{0{,}282} = 0{,}494.$$

Según las condiciones del problema $x > 20d$ y, por consiguiente, $\varepsilon_x = 1$.

El número local de Nusselt y el coeficiente local de traspaso de calor serán

$$\mathrm{Nu}_{fx} = \mathrm{Nu}_0\varphi = 590 \cdot 0{,}494 = 291;$$

$$\alpha_x = \mathrm{Nu}_{fx}\frac{\lambda_f}{d} = 291\,\frac{9{,}77 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-3}} = 7\,100 \text{ W/(m}^2\text{·°C)}.$$

5-75. Determinar la relación existente entre el número local de Nusselt y el número de Nusselt para el caso de propiedades físicas constantes, $\mathrm{Nu}_{fx}/\mathrm{Nu}_0$, y el valor del coeficiente local de traspaso de calor, α_x, para las mismas condiciones que en el problema 5-74, pero si la temperatura media de la masa del bióxido carbónico es igual, respectivamente, a $t_{fx} = 43$ °C y $t_{fx} = 67$ °C.

Respuesta

Cuando $t_{fx} = 43$ °C, $\alpha_x = 4\,610$ W/(m²·°C); $\mathrm{Nu}_f/\mathrm{Nu}_0 = 0{,}319$; cuando $t_{fx} = 67$ °C, $\alpha_x = 3\,570$ W/(m²·°C); $\mathrm{Nu}_f/\mathrm{Nu}_0 = 0{,}61$. La variación de $\mathrm{Nu}_f/\mathrm{Nu}_0$ y α_x en dependencia de T_f/T_m, para valores constantes de Re_f y t_c, se expone en la fig. 5-13 según los datos de los problemas 5-74 y 5-75.

5-76. Hallar la dependencia existente entre la relación del número local de Nusselt respecto al número de Nusselt para el caso de propiedades físicas constantes Nu_f/Nu_0 y la temperatura relativa de la pared T_c/T_m cuando el flujo del bióxido carbónico por un tubo redondo es turbulento.

Efectuar el cálculo para la presión $p = 10$ MPa, cuando la sección del tubo está alejada de la entrada, la temperatura media de la masa de bióxido carbónico es $t_f = 17$ °C y las temperaturas de la pared son $t_c = 27$, 44, 67, 127 y 227 °C.

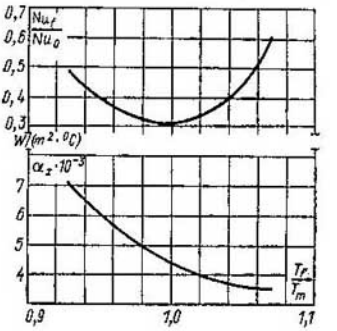

Fig. 5-13. Para el problema 5-75.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen en la fig. 5-14 y en la tabla siguiente

t_c, °C	27	44	67	127	227
T_c/T_m	0,944	0,997	1,07	1,26	1,57
Nu_f/Nu_0	1,005	1,035	0,874	0,646	0,511

5-77. Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor y la temperatura de la pared al fluir aire por un canal anular que se calienta unilateralmente. Los diámetros exterior e interior del canal son, respectivamente, $d_2 = 40$ mm y $d_1 = 8$ mm. En la sección que examinamos, situada tras el tramo de estabilización térmica ($x > l_{t,t}$), la temperatura media de masa y la velocidad del movimiento del aire son $t_f = 100$ °C y $w = 55$ m/s.

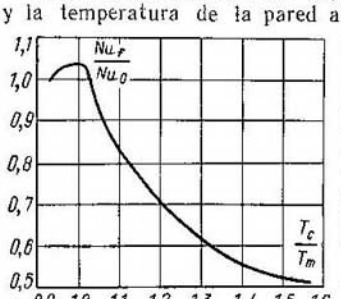

Fig. 5-14. Para el problema 5-76.

Realizar el cálculo para dos casos: a) cuando el calor se suministra al aire solamente a través de la pared interna del canal ($q_{c2} = 0$) y b) cuando el calor se suministra solamente a través de la pared externa del canal ($q_{c1} = 0$). Para ambos casos admitir que la densidad del flujo calorífico sobre la pared correspondiente es $q_c = 1{,}5 \cdot 10^4$ W/m².

Respuesta

a) $\alpha_{1,1} = 141$ W/(m²·°C), $t_{c1} = 206$ °C;
b) $\alpha_{2,1} = 121$ W/(m²·°C), $t_{c2} = 224$ °C.

Solución

Las propiedades físicas del aire cuando $t_f = 100\,°C$ son:

$$\nu_f = 23{,}13 \cdot 10^{-6}\ m^2/s; \quad \lambda_f = 3{,}21 \cdot 10^{-2}\ W/(m \cdot °C);$$
$$Pr_f = 0{,}688.$$

El diámetro equivalente del canal anular

$$d_e = d_2 - d_1 = 40 - 8 = 32\ mm.$$

El número de Reynolds es

$$Re_f = \frac{wd_e}{\nu_f} = \frac{55 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{23{,}13 \cdot 10^{-6}} = 7{,}6 \cdot 10^4;$$

el régimen del flujo es turbulento.

Durante el flujo turbulento de aire por canales anulares de calentamiento unilateral [L.22] en las condiciones de estabilización térmica ($x > l_{t.t}$), cuando la densidad del flujo calorífico sobre la pared es constante ($q_c = \text{const}$) y si se calienta solamente la superficie interna ($q_{c2} = 0$)

$$Nu_{1.1} = Nu_{tub} 0{,}86 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0.16} \xi, \qquad (5\text{-}18)^*$$

donde $Nu_{1.1} = d_{1.1} d_e / \lambda_f$ es el número de Nusselt en la pared interna durante el calentamiento unilateral;

$$\alpha_{1.1} = \frac{q_{c1}}{t_{c1} - t_f};$$

Nu_{tub} es el número de Nusselt para el flujo de aire por un tubo redondo, calculado por d_e.

Cuando $d_1/d_2 < 0{,}2$

$$\xi = 1 + 7{,}5 \left(\frac{d_2/d_1 - 5}{Re_f}\right)^{0.6};$$

Cuando $d_1/d_2 \geqslant 0{,}2$, $\xi = 1$.

La fórmula (5-18) es válida para $0{,}07 \leqslant d_1/d_2 \leqslant 1$.

Cuando se calienta solamente la superficie exterior $q_{c1} = 0$,

$$Nu_{2.1} = Nu_{tub} \left[1 - 0{,}14 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0.6}\right], \qquad (5\text{-}19)$$

siendo $Nu_{2.1} = \frac{\alpha_{2.1} d_e}{\lambda_f}$ el número de Nusselt en la superficie exterior durante el calentamiento unilateral;

$$\alpha_{2.1} = \frac{q_{c2}}{t_{c2} - t_f}.$$

La fórmula (5-19) es válida para $0 \leqslant d_1/d_2 \leqslant 1$. Las fórmulas (5-18) y (5-19) son válidas si $10^4 \leqslant Re_f \leqslant 3 \cdot 10^5$ y $Pr_f \approx 0{,}7$.

* La fórmula (5-18) para el aire da aproximadamente los mismos resultados que (5-12).

Cuando $d_1/d_2 = 1$ estas fórmulas dan el valor del número de Nusselt para el calentamiento unilateral de un canal plano (de aspillera):

$$Nu_{1,1} = Nu_{2,1} = 0{,}86 Nu_{tub}.$$

En el caso que examinamos el número Nu_{tub} se calcula por la fórmula (5-7) con la corrección según (5-13):

$$Nu_{tub} = 0{,}021\, Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \Theta_c^{-0,55}.$$

Admitiendo en primera aproximación que la corrección para el factor de temperatura $\Theta^{-0,55} = (T_c/T_f)^{-0,55} = 1$ tenemos:

$$Nu_{tub} = 0{,}021 \cdot (7{,}6 \cdot 10^4)^{0,8} (0{,}688)^{0,43} = 145.$$

a) $q_{c1} = 1{,}5 \cdot 10^4$ W/m², $q_{c2} = 0$,

$$Nu_{1,1} = Nu_{tub} 0{,}86 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0,16} \quad \xi = 145 \cdot 0{,}86 \left(\frac{8}{40}\right)^{-0,16} \cdot 1 = 162.$$

donde

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{8}{40} = 0{,}2 \text{ y } \xi = 1.$$

$$\alpha_{1,1} = Nu_{1,1} \frac{\lambda_f}{d_e} = 162 \frac{3{,}21 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-3}} = 163 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{c1} = t_f + \frac{q_{c1}}{\alpha_{1,1}} = 100 + \frac{1{,}5 \cdot 10^4}{163} = 192 \text{ °C}.$$

Una vez determinada t_{c1} en su primera aproximación, introducimos la corrección para el factor temperatura:

$$\Theta_{c1} = \frac{T_{c1}}{T_f} = \frac{192 + 273}{100 + 273} = 1{,}25;$$

$$\Theta_{c1}^{-0,55} = (1{,}25)^{-0,55} = 0{,}885;$$

$Nu_{tub} = 0{,}885 \cdot 145 = 128$ y, respectivamente,

$$\alpha_{1,1} = 0{,}885 \cdot 163 = 144 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{c1} = 100 + \frac{1{,}5 \cdot 10^4}{144} = 204 \text{°C}.$$

Las precisiones ulteriores por el método de las aproximaciones sucesivas definitivamente $\alpha_{1,1} = 141$ W/(m²·°C) y $t_{c1} = 206$°C.

b) $q_{c2} = 1{,}5 \cdot 10^4$ W/m², $q_{c1} = 0$.

El valor de $Nu_{tub} = 145$ permanece sin variar y

$$Nu_{2,1} = Nu_{tub} \left[1 - 0{,}14 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0,6}\right] = 145\,[1 - 0{,}14\,(0{,}2)^{0,6}] = 140.$$

El coeficiente de traspaso de calor $\alpha_{2,1}$ y la temperatura de la pared t_{c2} en la primera aproximación son

$$\alpha_{2,1} = Nu_{2,1} \frac{\lambda_f}{d_e} = 140 \frac{3{,}21 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-3}} = 141 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{c2} = t_f + \frac{q_{c2}}{\alpha_{2,1}} = 100 + \frac{1{,}5 \cdot 10^4}{141} \approx 206 \text{°C}$$

y la corrección para el factor temperatura es

$$\Theta_{c2}=\frac{T_{c2}}{T_f}=\frac{206+273}{373}=1{,}28;$$

$$\Theta_{c2}^{-0{,}55}=(1{,}28)^{-0{,}55}=0{,}875;$$

$$\alpha_{2,1}=0{,}875\cdot 141=123\ \text{W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

$$t_{c2}=100+\frac{1{,}5\cdot 10^4}{123}=222^\circ\text{C}$$

y los cálculos sucesivos dan definitivamente $\alpha_{2,1}=121$ W/(m²·°C) y $t_{c2}=224$°C.

5-78. Por un canal anular con diámetro interior $d_1=5{,}4$ mm y diámetro exterior $d_2=60$ mm fluye aire. El gasto de aire es $G=0{,}12$ kg/s y la temperatura media de su masa en la sección que examinamos, $t_f=80$°C.

Determinar la temperatura de la pared interna del canal t_{c1} si el suministro de calor se efectúa solamente a través de esta superficie y la densidad del flujo calorífico es $q_{c1}=2\cdot 10^4$ W/m².

Respuesta

$$t_{c1}=262^\circ\text{C}.$$

5-79. Por un canal anular de diámetro interior $d_1=12$ mm y diámetro exterior $d_2=30$ mm fluye aire cuyo gasto $G=5\times 10^{-2}$ kg/s. El aire se calienta a cuenta del calor que se suministra solamente por la superficie interna del canal y la densidad del flujo calorífico es constante a lo largo del canal e igual a $q_{c1}=2\cdot 10^4$ W/m². La temperatura del aire a la entrada en el tramo que se calienta es $t_f=20$°C.

Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor y la temperatura en la pared interna del canal, α_x y t_{cx}, a la distancia $x_1=90$ mm y $x_2=720$ mm de la entrada en el tramo que se calienta.

Efectuar el cálculo sin tomar en consideración la influencia del factor temperatura sobre la termotransferencia.

Respuesta

$x_1=90$ mm, $\alpha_{x1}=275$ W/(m²·°C), $t_{cx1}=94$°C;
$x_2=720$ mm, $\alpha_{x2}=223$ W/(m²·°C), $t_{cx2}=120$°C.

Solución

La variación de la temperatura media de la masa de aire a lo largo del canal se determina por la ecuación del balance térmico

$$t_{fx}=t_{f1}+\frac{q_{c1}\pi d_1}{Gc_{pf}}x=20+\frac{2\cdot 10^4\pi\cdot 12\cdot 10^{-3}}{5\cdot 10^{-2}\cdot 1{,}01\cdot 10^3}x=20+14{,}9\ x,$$

donde en el intervalo de temperaturas

$$t_f = 20 \div 140°C \; c_{pf} \approx 1{,}01 \cdot 10^3 \; J/(kg \cdot °C).$$

Cuando $x_1 = 90$ mm, $t_{fx1} = 20 + 14{,}9 \cdot 90 \cdot 10^{-3} \approx 21{,}3°C$ y las propiedades físicas del aire para esta temperatura son:

$$\mu_{x1} = 18{,}2 \cdot 10^{-6} \; Pa \cdot s; \quad \lambda_{x1} = 2{,}60 \cdot 10^{-2} \; W/(m \cdot °C);$$
$$Pr_{x1} = 0{,}703.$$

El número de Reynolds es

$$Re_x = \frac{w_x d_e}{\nu_x} = \frac{G d_e}{f \mu_x},$$

donde $d_e = d_2 - d_1 = 30 - 12 = 18$ mm; la relación entre el diámetro equivalente y la sección del canal es

$$\frac{d_e}{f} = \frac{4(d_2 - d_1)}{\pi(d_2^2 - d_1^2)} = \frac{4}{\pi(d_2 + d_1)} = \frac{4}{\pi(30 + 12) \cdot 10^{-3}} = 30{,}4 \; 1/m$$

y, por consiguiente,

$$Re_x = \frac{30{,}4 \cdot 5 \cdot 10^{-2}}{\mu_x} = \frac{1{,}52}{\mu_x};$$

para $x_1 = 90$ mm

$$Re_{x1} = \frac{1{,}52}{18{,}2 \cdot 10^{-6}} = 8{,}35 \cdot 10^4.$$

Durante el flujo turbulento del aire por un canal anular de calentamiento unilateral la longitud del tramo de estabilización térmica puede ser determinada por la relación [L. 22]:

$$\frac{l_{i.t}}{d_e} = 15\left(1 + 1{,}2\frac{d_1}{d_2}\right), \tag{5-20}$$

y el valor del número de Nusselt cuando $1 \leqslant x/d_e \leqslant l_{i.t}/d_e$ por la fórmula es

$$\frac{Nu_{1,1}}{Nu_{1,1\infty}} = \frac{Nu_{2,1}}{Nu_{2,1\infty}} = 0{,}86 + 0{,}54 \times$$
$$\times \left[\left(1 + 1{,}2\frac{d_1}{d_2}\right)\frac{x}{d_e}^{-0{,}4} - 0{,}188\frac{d_1}{d_2}\right). \tag{5-21}$$

La fórmula (5-21) es válida para $Nu_{1,1}$ si $0{,}14 \leqslant d_1/d_2 \leqslant 1$, y para $Nu_{2,1}$ cuando $0 \leqslant d_1/d_2 \leqslant 1$.

Aquí $Nu_{1,1\infty}$ y $Nu_{2,1\infty}$ son los valores de los números límites de Nusselt cuando $x > l_{i.t}$, que se determinan por las fórmulas (5-18) y (5-19).

En el caso que examinamos $d_1/d_2 = 12/30 = 0{,}4$,

$$\frac{l_{i.t}}{d_e} = 15(1 + 1{,}2 \cdot 0{,}4) = 22{,}2$$

y

$$\frac{x_1}{d_e}=\frac{90}{18}5<\frac{l_{1.t}}{d_e};$$

$$\frac{x_2}{d_e}=\frac{720}{18}=40>\frac{l_{1.t}}{d_e}.$$

Por esto, una vez calculado $Nu_{l,1\infty}$ por (5-18), para la sección x_1 es necesario determinar $Nu_{l,1}$ por (5-21). Para la sección x_2 no se requiere introducir la corrección para el tramo inicial.

El número de Nusselt durante el flujo del aire por un tubo redondo se determina por la fórmula (5-7) sin corrección para el factor temperatura.

$$Nu_{tub\,1}=0{,}021\,Re_{x1}^{0,8}\,Pr_{x1}^{0,43}=0{,}021\times$$
$$\times\,(8{,}35\cdot10^4)^{0,8}\cdot(0{,}703)^{0,43}=153.$$

El número de Nusselt durante el flujo del aire por un canal anular de calentamiento unilateral cuando $x>l_{i.t}$, según la fórmula (5-18), será

$$Nu_{1,1\infty}=Nu_{tub}\,0{,}86\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0,16}\xi,$$

y puesto que $d_1/d_2=0{,}4>0{,}2$ resulta que $\xi=1$ y el factor de corrección $0{,}86\,(d_1/d_2)^{-0,16}=0{,}86\,(0{,}4)^{-0,16}\approx1$, es decir, en este caso particular dado

$$Nu_{l,1\infty}=Nu_{tub}=153.$$

Ya que $x_1<l_{1.t}$ y según la fórmula (5-21)

$$\frac{Nu_{x1}}{Nu_{1,1\infty}}=0{,}86+0{,}54\left[(1+1{,}2\cdot0{,}4)\left(\frac{x}{d_e}\right)^{-0,4}-0{,}188\cdot0{,}4\right]=$$
$$=0{,}819+0{,}798\,(x/d_e)^{-0,4},\ \text{y cuando } x/d_e=5$$
$$\frac{Nu_{x1}}{Nu_{1,1\infty}}=0{,}819+0{,}798\cdot5^{-0,4}=1{,}24;$$
$$Nu_{x1}=1{,}24\cdot153=190.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha_{x1}=Nu_{x1}\frac{\lambda_{x1}}{d_e}=190\frac{2{,}6\cdot10^{-2}}{18\cdot10^{-3}}=275\ \text{W/(m}^2\cdot\text{C)}.$$

La temperatura de la pared a la distancia $x_1=90$ mm de la entrada es

$$t_{cx1}=t_{fx1}+\frac{q_{c1}}{\alpha_{x1}}=21{,}3+\frac{2\cdot10^4}{275}=94{,}1^\circ\text{C}.$$

La temperatura de la pared si $x_2=720$ mm se determina de manera análoga pero, puesto que $x_2/d_e=40>l_{1.t}/d_e$, no se intro-

duce la corrección según la fórmula (5-21). Entonces

$$t_{fx2} = 20 + 14{,}9x_2 = 20 + 14{,}9 \cdot 720 \cdot 10^{-3} = 30{,}7°C.$$

Cuando $t_{fx2} = 30{,}7°C$, $\mu_{x2} = 18{,}7 \cdot 10^{-6}$ Pa·s;

$$\lambda_{x2} = 2{,}68 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m·°C)}; \quad Pr_{x2} = 0{,}701;$$

$$Re_{x2} = \frac{1{,}52}{\mu_{x2}} = 8{,}12 \cdot 10^4;$$

$Nu_{tub} = 0{,}021\,(8{,}12 \cdot 10^4)^{0{,}8}\,(0{,}701)^{0{,}43} = 150$ y como para $d_1/d_2 = 0{,}4$,

$Nu_{1,1} \approx Nu_{tub}$ resulta que $Nu_{x2} = Nu_{1,1} = 150$;

$$\alpha_{x2} = Nu_{x2}\frac{\lambda_{x2}}{d_e} = 150\frac{2{,}68 \cdot 10^{-2}}{18 \cdot 10^{-3}} = 223 \text{ W/(m}^2\text{·°C)};$$

$$t_{cx2} = t_{fx2} + \frac{q_{c1}}{\alpha_{x2}} = 30{,}7 + \frac{2 \cdot 10^4}{223} = 120{,}4°C.$$

5-80. Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor interior de un canal anular α_x y la temperatura en la pared t_{cx}, en las condiciones expuestas en el problema 5-79 a las distancias $x = 45$, 180, 360 y 1500 mm de la entrada en el tramo que se calienta. Construir el gráfico de la variación de α_x, t_{cx} y de la temperatura del aire t_{fx} a lo largo del canal. Para ello utilizar los valores de las magnitudes obtenidas en el problema 5-79.

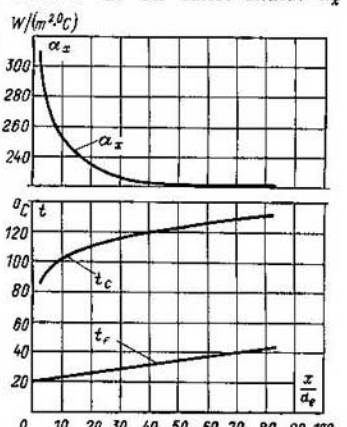

Fig. 5-15. Para el problema 5-80.

Respuesta

Los resultados del cálculo, tomando en consideración los datos obtenidos en el problema 5-79, se exponen en la fig. 5-15 y en la tabla siguiente:

x, mm	45	90	180	360	720	1 500
x/d_e	2,5	5	10	20	40	83,3
α_x, W/(m²·°C)	310	275	252	235	223	222
t_{cx}, °C	85	94	102	111	120	132
t_{fx}, °C	20,7	21,3	22,7	25,4	30,7	42,4

5-81. Determinar las temperaturas de las paredes interior y exterior t_{c1} y t_{c2} a la distancia $x = 1\,400$ mm de la entrada en

un canal anular que se calienta asimétricamente. Los diámetros interior y exterior del canal son, respectivamente, $d_1 = 6$ mm y $d_2 = 20$ mm. Por el canal fluye agua en cantidad $G = 0{,}3$ kg/s. La temperatura del agua a la entrada del canal $t_{f1} = 125$°C. Las densidades del flujo calorífico sobre las paredes interior y exterior del canal son constantes a lo largo de éste e iguales, respectivamente, a $q_{c1} = 1 \cdot 10^5$ W/m² y $q_{c2} = 2 \cdot 10^5$ W/m².

Respuesta

$$t_{c1} = 148°C; \quad t_{c2} = 165°C.$$

Solución

Por la ecuación del balance térmico hallamos la temperatura media de la masa de agua en la sección de cálculo

$$Gc_{pf}(t_f - t_{f1}) = q_{c1}\pi d_1 x + q_{c2}\pi d_2 x,$$

de donde

$$t_f = t_{f1} + \frac{(q_{c1}d_1 + q_{c2}d_2)\pi x}{Gc_{pf}} =$$

$$= 125 + \frac{(1 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^5 \cdot 20 \cdot 10^{-3})\pi \cdot 1{,}4}{0{,}3 \cdot 4\ 27 \cdot 10^3} \approx 141°C,$$

siendo $c_{pf} = 4{,}27 \cdot 10^3$ J/(kg·°C) en el intervalo desde 125 hasta 141°C.

Las propiedades físicas del agua cuando $t_f = 141$°C son: $\rho_f = 925$ kg/m³; $\lambda_f = 0{,}685$ W/(m·°C); $\nu_f = 0{,}216 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr_f = 1{,}25$.

La sección de paso y el diámetro equivalente del canal son

$$f = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4}(20^2 - 6^2) \cdot 10^{-6} = 2{,}86 \cdot 10^{-4} \text{m}^2;$$

$$d_e = d_2 - d_1 = 20 - 6 = 14 \text{ mm}.$$

La velocidad del movimiento del agua y el número de Reynolds son

$$w = \frac{G}{\rho_f f} = \frac{0{,}3}{925 \cdot 2{,}86 \cdot 10^{-4}} = 1{,}13 \text{ m/s};$$

$$\text{Re}_f = \frac{wd_e}{\nu_f} = \frac{1{,}13 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{0{,}216 \cdot 10^{-6}} = 7{,}33 \cdot 10^4.$$

Durante el movimiento de un fluido por canales anulares de calentamiento asimétrico en las condiciones de estabilización térmica y densidades constantes de los flujos caloríficos los números de Nusselt en las superficies correspondientes pueden ser determinados por las fórmulas siguientes [L.22]

$$\text{Nu}_1 = \frac{\text{Nu}_{1,1}}{1 + \frac{q_{c2}}{q_{c1}}\Theta_{as1}\text{Nu}_{1,1}}; \tag{5-22}$$

$$\text{Nu}_2 = \frac{\text{Nu}_{2,1}}{1 + \frac{q_{c1}}{q_{c2}}\Theta_{as2}\text{Nu}_{2,1}}, \tag{5-23}$$

donde $Nu_{1,1}$ y $Nu_{2,1}$ son los números de Nusselt durante el calentamiento unilateral respectivo de las superficies interior y exterior; Θ_{as1} y Θ_{as2} son las temperaturas adimensionales adiabáticas (cuando $q_{c1}=0$ y $q_{c2}=0$).

Para los líquidos en gotas y para los gases, si $0{,}5 \leqslant Pr \leqslant 100$,

$$\frac{Nu_{1,1}}{Nu_{tub}} = (1-\varphi)\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^n \xi; \tag{5-24}$$

$$\frac{Nu_{2,1}}{Nu_{tub}} = 1-0{,}14\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0{,}6}. \tag{5-25}$$

siendo

$$\varphi = \frac{0{,}255}{1+1{,}1Pr^{0{,}5}}; \quad n = -0{,}16\,Pr^{-0{,}15}$$

$$\Theta_{as1} = 22\left[0{,}27\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 - 1\right] Re^{-0{,}87}\,Pr^{-1{,}05}; \tag{5-26}$$

$$\Theta_{as2} = \Theta_{as1}\frac{d_1}{d_2}; \tag{5-27}$$

Nu_{tub} es el número de Nusselt para el caso de la corriente de un fluido por un tubo redondo, calculado por d_c.

Las fórmulas (5-24) y (5-25) son válidas cuando

$$10^4 \leqslant Re \leqslant 10^6 \text{ y } 0{,}1 \leqslant d_1/d_2 \leqslant 1.$$

En el caso que examinamos el valor del número Nu_{tub} se determina por la fórmula (5-7):

$$Nu_{tub} = 0{,}021\,Re_f^{0{,}8}\,Pr_f^{0{,}43}\left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}021\,(7{,}33\cdot 10^4)^{0{,}8}\,(1{,}25)^{0{,}43} = 179,$$

habiendo admitido en una primera aproximación que

$$(Pr_f/Pr_c)^{0{,}25} = 1.$$

Cuando se calienta solamente la superficie interna el número de Nusselt, según la fórmula (5-24), es:

$$\varphi = \frac{0{,}255}{1+1{,}1\,(1{,}25)^{0{,}5}} = 0{,}109;$$

$$n = -0{,}16\,(1{,}25)^{-0{,}15} = -0{,}154;$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{6}{20} = 0{,}3;$$

$$\frac{Nu_{1,1}}{Nu_{tub}} = (1-0{,}109)\,(0{,}3)^{-0{,}154} = 1{,}07;$$

$$Nu_{1,1} = 179\cdot 1{,}07 = 192.$$

Cuando $q_{c2}/q_{c1}=2$ el número de Nusselt se determina por la fórmula (5-22), para cuyo fin se calcula primero el valor de Θ_{as1} por la fórmula (5-26):

$$\Theta_{as1} = 22\,[0{,}27\,(0{,}3)^2 - 1]\,(7{,}33\cdot 10^4)^{-0{,}87}\,(1{,}25)^{-1{,}05} = -1\cdot 10^{-3};$$

$$Nu_1 = \frac{192}{1-2\cdot 1\cdot 10^{-3}\cdot 192} = 312.$$

El coeficiente de traspaso de calor y la temperatura en la superficie interna del canal son

$$\alpha_1 = \mathrm{Nu}_1 \frac{\lambda_f}{d_e} = 312 \frac{0{,}685}{14 \cdot 10^{-3}} = 1{,}53 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{c1} = t_f + \frac{q_{c1}}{\alpha_1} = 141 + \frac{1 \cdot 10^5}{1{,}53 \cdot 10^4} = 147{,}5\text{°C}.$$

Con motivo de que la diferencia $t_f - t_c$ es pequeña, la relación $(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_c)^{0{,}25} \approx 1$, tal y como había sido admitido al calcular Nu_{tub}.

El número de Nusselt al calentar solamente la superficie exterior es, según la fórmula (5-25),

$$\frac{\mathrm{Nu}_{2,1}}{\mathrm{Nu}_{tub}} = 1 - 0{,}14\,(0{,}3)^{0{,}6} = 0{,}932;$$

$$\mathrm{Nu}_{2,1} = 0{,}932 \cdot 179 = 167.$$

La temperatura adimensional adiabática según la fórmula (5-27) es

$$\Theta_{as2} = \Theta_{as1} \frac{d_1}{d_2} = -1 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}3 = -0{,}3 \cdot 10^{-3}.$$

El número de Nusselt por la fórmula (5-23) es

$$\mathrm{Nu}_2 = \frac{167}{1 - 0{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 167} = 171.$$

El coeficiente de traspaso de calor y la temperatura en la superficie exterior del canal son

$$\alpha_2 = \mathrm{Nu}_2 \frac{\lambda_f}{d_e} = 171 \frac{0{,}685}{14 \cdot 10^{-3}} = 8{,}35 \cdot 10^3 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{c2} = t_f + \frac{q_{c2}}{\alpha_2} = 141 + \frac{2 \cdot 10^5}{8{,}35 \cdot 10^3} = 165\text{°C}.$$

5-82. Determinar las temperaturas t_{c1} y t_{c2} de las paredes interior y exterior del canal anular para las mismas condiciones que en el problema 5-81, pero si $t_{f1} = 120\text{°C}$, $q_{c1} = 2 \cdot 10^5$ y $q_{c2} = 1 \cdot 10^5$ W/m^2.

Respuesta

$$t_{c1} = 160\text{°C}; \quad t_{c2} = 152\text{°C}.$$

5-83. Por el canal de aspillera de la zona activa de un reactor atómico fluye sodio. La anchura del canal es $b = 3$ mm. La velocidad del movimiento del sodio es $w = 3$ m/s. La temperatura media de la masa de sodio en la sección que examinamos del canal es $t_f = 400\text{°C}$.

Determinar las temperaturas en las superficies internas del canal, t_{c1} y t_{c2}, si la densidad del flujo calorífico en una de ellas es $q_{c1} = 7 \cdot 10^5$ W/m^2 y en la otra, $q_{c2} = 0$.

Respuesta

$$t_{c1} = 412°C; \quad t_{c2} = t_{ac2} = 395°C.$$

Solución

Las propiedades físicas del sodio cuando $t_f = 400°C$ son:

$$\lambda_f = 63{,}9 \text{ W/(m·°C)}; \quad \nu_f = 33 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s};$$
$$Pr_f = 5{,}6 \cdot 10^{-3}.$$

El diámetro equivalente del canal es

$$d_e = 2b = 2 \cdot 3 = 6 \text{ mm}.$$

El número de Reynolds es

$$Re_f = \frac{wd_e}{\nu_f} = \frac{3 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{33 \cdot 10^{-8}} = 5{,}45 \cdot 10^4.$$

Durante el flujo turbulento de metales líquidos por canales anulares y de aspillera los valores de los números de Nusselt y de las temperaturas adiabáticas de las paredes en el calentamiento unilateral se pueden determinar con aproximación por medio de las fórmulas siguientes:

$$\frac{Nu_{1,1}}{Nu_{tub}} = 0{,}57 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0,4} + 0{,}18 \frac{d_1}{d_2}; \tag{5-28}$$

$$\frac{Nu_{2,1}}{Nu_{tub}} = 1 - 0{,}25 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0,3}, \tag{5-29}$$

donde, según la fórmula (5-14), $Nu_{tub} = 5 + 0{,}025\, Pe^{0,8}$ es el número de Nusselt para el flujo de metales líquidos por tubos redondos calculado por el diámetro equivalente;

$$\Theta_{ac1} Nu_{1,1} = \frac{1}{a + b\, Pe^{0,8}}, \tag{5-30}$$

siendo $a = 2{,}2\,(d_1/d_2)^{0,5}$ y $b = 4{,}5 \cdot 10^{-5}\,(d_1/d_2)^{0,12}$;

$$\Theta_{ac2} = \Theta_{ac1} \frac{d_1}{d_2},$$

donde

$$\Theta_{ac1} = \frac{(t_{ac1} - t_f)\,\lambda_f}{q_{c2} d_e} \text{ y}$$

$$\Theta_{ac2} = \frac{(t_{ac2} - t_f)\,\lambda_f}{q_{c1} d_e}.$$

Para el caso de flujo por un canal plano (de aspillera) $(d_2/d_1 = 1)$ por (5-28) y (5-29) obtenemos:

$$Nu_{1,1} = Nu_{2,1} = 0{,}75\, Nu_{tub}.$$

En el caso que examinamos

$$Pe_f = Re_f\, Pr_f = 5{,}45 \cdot 10^4 \cdot 5{,}6 \cdot 10^{-3} = 305;$$
$$Nu_{tub} = 5 + 0{,}025\,(305)^{0,8} = 7{,}4.$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor cuando el calentamiento del canal es unilateral son

$$Nu_{1,1} = 0{,}75 \cdot 7{,}4 = 5{,}55$$

y

$$\alpha_{1,1} = Nu_{1,1} \frac{\lambda_f}{d_e} = 5{,}55 \frac{63{,}9}{6 \cdot 10^{-3}} = 5{,}9 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

La temperatura de la pared en el lado que se calienta del canal es

$$t_{c1} = t_f + \frac{q_{c1}}{\alpha_f} = 400 + \frac{7 \cdot 10^5}{5{,}9 \cdot 10^4} \approx 412\text{°C}.$$

Puesto que $q_{c2} = 0$, $t_{c2} = t_{ac2}$. Para el caso de canal plano $\Theta_{ac2} = \Theta_{ac1}$, $Nu_{1,2} = Nu_{2,1}$ y según la fórmula (5-30)

$$\Theta_{ac2} Nu_{2,1} = -\frac{1}{a + b\,Pe^{0,8}};$$

$a = 2{,}2$; $b = 4{,}5 \cdot 10^{-4}$ y

$$\Theta_{ac2} Nu_{2,1} = \frac{1}{2{,}2 + 4{,}5 \cdot 10^{-4} (305)^{0,8}} = -0{,}445;$$

$$Nu_{2,1} = Nu_{1,1} = 5{,}55; \quad \Theta_{ac2} = \frac{0{,}445}{5{,}55} = -0{,}08.$$

La temperatura de la pared en el lado no calentado del canal

$$t_{c2} = t_{ac2} = t_f + \Theta_{ac2} \frac{q_{c1} d_e}{\lambda_f} = 400 - 0{,}08 \frac{7 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{63{,}9} =$$
$$= 400 - 5{,}25 \approx 395\text{°C}.$$

De tal manera, aunque $q_{c2} = 0$, $t_{c2} < t_f$. Esto se explica por el hecho de que aunque la temperatura de la pared es menor que la temperatura media de la masa de fluido, el gradiente de la temperatura de éste sobre la pared es igual a cero (fig. 5-16, *c*).

5-84. Determinar las temperaturas de las paredes t_{c1} y t_{c2} cuando fluye una corriente de sodio por un canal de aspillera en las mismas condiciones que en el problema 5-83 si: a) la densidad del flujo calorífico $q_{c2} = 3q_{c1} = 2{,}1 \cdot 10^6$ W/m² y b) $q_{c2} = q_{c1} = 7 \cdot 10^5$ W/m².

Indicación. Utilizar para el cálculo las fórmulas (5-22) y (5-23).

Respuesta

a) $t_{c1} = 396\text{°C}$; $t_{c2} = 430\text{°C}$.
b) $t_{c1} = t_{c2} = 407\text{°C}$.

El carácter de la variación de la temperatura del sodio por la sección del canal para las condiciones examinadas en los problemas 5-83 y 5-84 se expone en la fig. 5-16.

5-85. Determinar la distribución de la temperatura del agua a lo largo de los canales exterior e interior de un elemento combustible

con dos pasos para el agente de transmisión de calor representado en la fig. 5-17. El agua ingresa por arriba en el canal anular exterior, desciende, gira y vuelve a subir por el canal anular interior hasta salir del tubo.

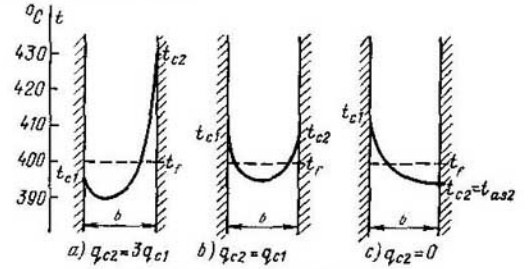

Fig. 5-16. Para el problema 5-84.

Efectuar el cálculo para las condiciones siguientes: longitud de cada paso, $l=2{,}5$ m; temperatura del agua en la entrada, $\vartheta_0=120$°C; gasto de agua $G=0{,}22$, kg/s; flujo calorífico en una unidad de longitud de la barra central termógena, $q_l=3\cdot10^4$ W/m;

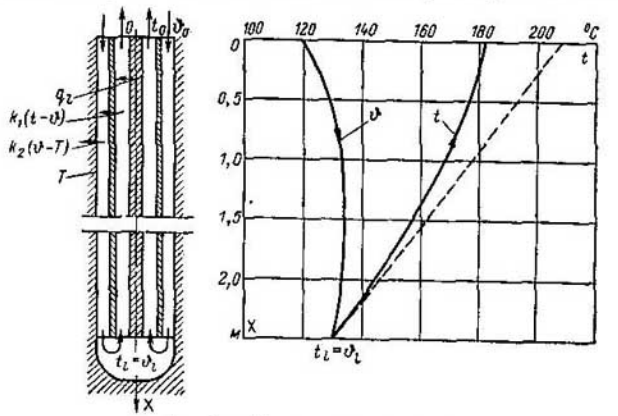

Fig. 5-17. Para el problema 5-85.

temperatura de la superficie externa del canal exterior (constante a lo largo de éste), $T=116$°C; coeficiente de transmisión térmica a través de la pared que divide los canales, $k_1=350$ W/(m·°C); coeficiente de traspaso de calor a la pared exterior (o desde la pared exterior), $\alpha_2=450$ W/(m·°C); k_1 y α_2 son constantes a lo

largo del canal y están referidos a la unidad de longitud. Admitir que el calor específico del agua es constante: $c_p = 4{,}3 \cdot 10^3$ J/(kg·°C).

Como resultado del cálculo determinar la temperatura del agua al final del primer paso ϑ_1 y a la salida del segundo paso t_0, así como también la coordenada x_m y el valor ϑ_m de la temperatura máxima del agua en el primer paso.

Respuesta

$$\vartheta_l = t_l = 130°C; \quad t_0 = 182°C;$$

$$x_m = 1{,}54 \text{ m}; \quad \vartheta_m = 134°C.$$

La distribución de la temperatura a lo largo del primero y segundo pasos se expone en la fig. 5-17.

Solución

La distribución de la temperatura del agente de transmisión de calor a lo largo del canal anular exterior en las condiciones dadas se determina por la ecuación siguiente:

$$\vartheta = A_1 e^{\varepsilon_1 x} + A_2 e^{\varepsilon_2 x} + T + \frac{q_l}{k_2}; \tag{5-31}$$

aquí ϑ es la temperatura del agente de transmisión de calor en el canal exterior y x es la coordenada tomada desde la entrada al canal exterior;

$$A_1 = \frac{C_1 \varepsilon_1 e^{\varepsilon_1 l} - \frac{q_l}{W}}{\varepsilon_1 e^{\varepsilon_1 l} - \varepsilon_2 e^{\varepsilon_2 l}};$$

$$A_2 = -\frac{C_1 \varepsilon_2 e^{\varepsilon_1 l} - \frac{q_l}{W}}{\varepsilon_1 e^{\varepsilon_1 l} - \varepsilon_2 e^{\varepsilon_2 l}};$$

$$C_1 = \vartheta_0 - T - \frac{q_l}{k_2};$$

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{1}{2W}\left(-k_2 \pm \sqrt{k_2^2 + 4k_1 k_2}\right);$$

$W = Gc_p$ W/°C; k_1 y k_2 son los coeficientes de transmisión térmica, que son constantes a lo largo del canal y están referidos a la unidad de longitud, en W/(m·°C). En el caso particular que examinamos $k_2 = \alpha_2$ y T es la temperatura de la superficie de cambio de calor.

Cuando $x = l$ la fórmula (5-31) da el valor de la temperatura al final del primer paso y ésta, como es natural, es igual a la temperatura al comienzo del segundo paso, $\vartheta_l = t_l$.

Determinamos los valores de las magnitudes que entran en (5-31):

$$W = Gc_p = 0{,}22 \cdot 4{,}3 \cdot 10^3 = 947 \text{ W/°C};$$

$$\frac{q_l}{k_2} = \frac{q_l}{\alpha_2} = \frac{3 \cdot 10^4}{450} = 66{,}7°\text{C};$$

$$\frac{q_l}{W} = \frac{3 \cdot 10^4}{947} = 31{,}7° \text{C/m};$$

$$C_1 = \vartheta_0 - T - \frac{q_l}{k_2} = 120 - 116 - 66{,}7 = -62{,}7°\text{C};$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2W}\left(-k_2 + \sqrt{k_2^2 + 4k_1k_2}\right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 947}\left(-450 + 10^2\sqrt{4{,}5^2 + 4 \cdot 3{,}5 \cdot 4{,}5}\right) =$$

$$= 0{,}244 \text{ 1/m};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2W}\left(-k_2 - \sqrt{k_2^2 + 4k_1k_2}\right) = -0{,}72 \text{ 1/m};$$

$$e^{\varepsilon_2 l} = e^{-0{,}72 \cdot 2{,}5} = 0{,}165; \quad e^{\varepsilon_1 l} = e^{0{,}244 \cdot 2{,}5} = 1{,}84;$$

$$A_1 = \frac{-62{,}7 \cdot 0{,}244 \cdot 0{,}165 - 31{,}7}{0{,}244 \cdot 0{,}165 + 0{,}72 \cdot 1{,}84} = -\frac{34{,}22}{1{,}365} = -25{,}1°\text{C};$$

$$A_2 = \frac{62{,}7 \cdot 0{,}72 \cdot 1{,}84 - 31{,}7}{1{,}365} = -37{,}6°\text{C}.$$

La temperatura del agua al final del primer paso, cuando $x = l$,

$$\vartheta_l = t_l = A_1 e^{\varepsilon_1 l} + A_2 e^{\varepsilon_2 l} + T + \frac{q_l}{k_2} =$$

$$= -25{,}1 \cdot 1{,}84 - 37{,}6 \cdot 0{,}165 + 116 + 66{,}7 = 130{,}2°\text{C}.$$

La distribución de la temperatura del agente de transmisión de calor a lo largo del canal interior en las condiciones dadas se determina por la ecuación siguiente

$$t = B_1 e^{\varepsilon_1 x} + B_2 e^{\varepsilon_2 x} + T + \frac{q_l}{k_1} + \frac{q_l}{k_2}, \qquad (5\text{-}32)$$

donde

$$B_1 = \frac{C_2\varepsilon_2 + \frac{q_l}{W}}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)e^{\varepsilon_1 l}}; \quad B_2 = \frac{C_2\varepsilon_1 + \frac{q_l}{W}}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)e^{\varepsilon_2 l}};$$

$$C_2 = t_l - T - \frac{q_l}{k_1} - \frac{q_l}{k_2}.$$

Determinamos los valores de las magnitudes que entran en (5-32):

$$\frac{q_l}{k_1} = \frac{3 \cdot 10^4}{350} = 85{,}7°\text{C};$$

$$C_2 = 130{,}2 - 116 - 85{,}7 - 66{,}7 = -138{,}2°\text{C};$$

$$B_1 = \frac{138{,}2 \cdot 0{,}72 + 31{,}7}{(0{,}244 + 0{,}72)\,1{,}84} = -74°\text{C};$$

$$B_2 = \frac{-138{,}2 \cdot 0{,}244 + 31{,}7}{(0{,}244 + 0{,}72)\,0{,}165} = -12{,}6°\text{C}.$$

La temperatura del agua a la salida según (5-32) cuando $x=0$ es

$$t_0 = B_1 + B_2 + T + \frac{q_l}{k_1} + \frac{q_l}{k_2} = -74 - 12{,}6 + 116 + \\ + 85{,}7 + 66{,}7 = 181{,}8°\text{C}.$$

La coordenada de la temperatura máxima del agua en el primer paso se determina por la fórmula

$$x_m = \frac{1}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \ln\left(-\frac{A_2\varepsilon_2}{A_1\varepsilon_1}\right). \qquad (5\text{-}33)$$

Sustituyendo en (5-33) los valores de las respectivas magnitudes obtenemos:

$$x_m = \frac{1}{0{,}244 + 0{,}72} \ln\left(-\frac{37{,}6 \cdot 0{,}72}{-25{,}1 \cdot 0{,}244}\right) = \\ = \frac{1}{0{,}964} \ln(4{,}43) = 1{,}54 \text{ m}.$$

La temperatura máxima del agua en el primer paso se determina por (5-31) cuando $x = x_m$:

$$\vartheta_m = A_1 e^{\varepsilon_1 x_m} + A_2 e^{\varepsilon_2 x_m} + T + \frac{q_l}{k_2} = \\ = -25{,}1\, e^{0{,}244 \cdot 1{,}54} - 37{,}6\, e^{-0{,}72 \cdot 1{,}54} + 116 + 66{,}7 = \\ = -36{,}5 - 12{,}4 + 182{,}7 = 133{,}8°\text{C}.$$

La distribución de la temperatura del agua en el transcurso del primero y segundo pasos se expone en la fig. 5-17. Con la línea punteada se muestra la distribución lineal de la temperatura en el canal interior para el caso cuando no hay evacuaciones de calor al canal exterior: $t' = t_l + q_l x/W$.

5-86. Determinar la distribución de la temperatura del agua a lo largo de los canales anulares de un elemento combustible con dos pasos para el agente de transmisión de calor, elemento que ya examinamos en el problema 5-85, si se aumenta la longitud de los canales desde 2,5 hasta 3 m. Dejar todas las demás condiciones sin variación alguna. Comparar el resultado del cálculo con la respuesta al problema 5-85.

Respuesta

$$\vartheta_l = 133°\text{C}; \quad t_0 = 190°\text{C}; \quad x_m = 1{,}77 \text{ m}; \quad \vartheta_m = 138°\text{C}.$$

El aumento en un 20% de la longitud y, por consiguiente, del calor que se transmite al agua provoca el crecimiento de la temperatura t_0 a la salida en 8°C, cosa que corresponde al incremento del calor percibido por el agua solamente en un 13%. Se explica esto por el aumento de la evacuación de calor del agua al canal exterior.

5-87. Determinar la distribución de la temperatura del agua a lo largo de los canales del elemento combustible con dos pasos para el agente de transmisión de calor ya examinado en el problema 5-85, si con el mismo gasto de agua $G = 0{,}22$ kg/s, a cuenta de haber variado la sección de conducto del canal interior, aumentó el coeficiente de transmisión térmica hasta el valor $k_1 = 600$ W/(m·°C). Dejar todas las demás condiciones sin variación. Comparar el resultado del cálculo con la respuesta al problema 5-85.

Respuesta

$\vartheta_l = 137$°C; $t_0 = 175$°C; $x_m = 1{,}57$ m; $\vartheta_m = 141{,}5$°C.

El aumento del coeficiente de transmisión de calor a través de la pared que divide los canales conduce a un calentamiento más intensivo del agua en el canal exterior y, respectivamente, a mayores pérdidas de calor. Precisamente por esto la temperatura t_0 a la salida es inferior a la de las condiciones examinadas en el problema 5-85.

5-88. Determinar la distribución de las temperaturas del agente de transmisión de calor y de la pared a lo largo del canal de la zona activa de un reactor nuclear. El elemento combustible tiene la forma de un cilindro con diámetro exterior $d = 15$ mm y longitud $l = 2{,}5$ m que está fabricado de uranio [$\lambda = 31$ W/(m·°C)]. La superficie del elemento combustible está envuelta por una cubierta bien ajustada de acero inoxidable [$\lambda_c = 21$ W/(m·°C)] cuyo espesor es $\delta = 0{,}5$ mm.

Admitir que la densidad volumétrica del desprendimiento de calor en el uranio q_v es constante en la sección y varía a lo largo según la ley cosinusoidal (reactor sin reflectores extremos). Si se coloca el origen de las coordenadas en la mitad de la longitud del elemento combustible resulta que cuando $x = 0$ $q_{v0} = 2{,}2 \cdot 10^8$ W/m³.

El elemento combustible está refrigerado por sodio. El gasto de éste es $G = 0{,}6$ kg/s y su temperatura a la entrada en el canal, $t_{f1} = 250$°C. El coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la cubierta al sodio es $\alpha = 1 \cdot 10^5$ W/(m²·°C).

Como resultado del cálculo determinar: la temperatura del sodio en la mitad de la longitud del canal ($x = 0$) y a la salida de éste ($x = l/2$); las temperaturas en las superficies externa e interna de la cubierta y en el eje del elemento combustible cuando $x = 0$ ($t_{c,\,0}$; $t_{c1,\,0}$; $t_{eje,\,0}$); las coordenadas y los valores de las temperaturas máximas t_{cm}; t_{c1m} y $t_{eje,\,m}$.

Respuesta

$t_{f,\,0} = 290$°C; $t_{f2} = 330$°C;
$t_{c,\,0} = 298$°C; $x_{c,\,m} = 1{,}1$ m; $t_{c,\,m} = 331$°C;
$t_{c1,0} = 316$°C; $x_{c1,\,m} = 0{,}79$ m; $t_{c1,\,m} = 338$°C;
$t_{eje,\,0} = 416$°C; $x_{eje,\,m} = 0{,}245$ m; $t_{eje,\,m} = 422$°C.

Solución

Durante la distribución cosinusoidal del desprendimiento de calor la variación de la temperatura del agente de transmisión de calor a lo largo del canal se determina por la ecuación [L.16]

$$t_f - t_{f1} = \frac{q_0 l}{\pi G c_p}\left(\operatorname{sen}\frac{\pi x}{l} + 1\right), \qquad (5\text{-}34)$$

donde la coordenada x se cuenta desde la mitad de la longitud del canal; q_0 es el desprendimiento de calor por unidad de longitud cuando $x = 0$, en W/m.

La temperatura del sodio a la salida ($x = l/2$) es

$$t_{f2} - t_{f1} = \frac{2}{\pi}\frac{q_0 l}{G c_p},$$

$$q_0 = q_v \frac{\pi d_3^2}{4} = 2{,}2 \cdot 10^8 \frac{\pi \cdot 15^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 3{,}9 \cdot 10^4 \text{ W/m}.$$

El calor específico del sodio en el intervalo de temperaturas desde $t_{f1} = 250°C$ hasta 300°C es $c_p = 1{,}29 \cdot 10^3$ J/(kg·°C) y

$$t_{f2} - t_{f1} = \frac{2}{\pi}\frac{3{,}9 \cdot 10^4 \cdot 2{,}5}{0{,}6 \cdot 1{,}29 \cdot 10^3} = 80°C,$$

de donde

$$t_{f2} = t_{f1} + 80 = 250 + 80 = 330°C.$$

La temperatura del sodio en la mitad de la longitud ($x = 0$) es

$$t_{f,\,0} = t_{f1} + \frac{q_0 l}{\pi G c_p} = t_{f1} + \frac{t_{f2} - t_{f1}}{2} = 250 + \frac{80}{2} = 290°C.$$

La diferencia entre la temperatura en el eje del elemento combustible y el sodio cuando $x = 0$ es

$$t_{eje,\,0} - t_{f,\,0} = \frac{q_0}{\pi}\left(\frac{1}{4\lambda} + \frac{1}{2\lambda_c}\ln\frac{d_1 + 2\delta}{d_1} + \frac{1}{\alpha(d_1 + 2\delta)}\right) =$$

$$= \frac{3{,}9 \cdot 10^4}{\pi}\left(\frac{1}{4 \cdot 31} + \frac{1}{2{,}21}\ln\frac{15 + 2 \cdot 0{,}5}{15} + \frac{1}{1 \cdot 10^5 (15 + 2 \cdot 0{,}5)\,10^{-3}}\right) =$$

$$= 100 + 18{,}4 + 7{,}8 = 126{,}2°C.$$

De tal manera

$$\Delta t_{c,\,0} = t_{c,\,0} - t_{f,\,0} = 7{,}8°C;$$
$$\Delta t_{c1,\,0} = t_{c1,0} - t_{f,\,0} = 26{,}2°C;$$
$$\Delta t_{eje,\,0} = t_{eje,\,0} - t_{f,\,0} = 126{,}2°C.$$

Las temperaturas en las superficies externa e interna de la cubierta y en el eje del elemento combustible cuando $x = 0$ son

$$t_{c,\,0} = t_{f,\,0} + \Delta t_{c,\,0} = 290 + 7{,}8 \approx 298°C;$$
$$t_{c1,\,0} = t_{f,\,0} + \Delta t_{c1,\,0} = 290 + 26{,}2 \approx 316°C;$$
$$t_{eje,\,0} = t_{f,\,0} + \Delta t_{eje,\,0} = 290 + 126{,}2 \approx 416°C.$$

El valor de la temperatura máxima en la superficie de cambio de calor se determina por la fórmula

$$\frac{t_{c,\,m}-t_{f1}}{t_{f2}-t_{f1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{\Delta t_{c,\,0}}{t_{f2}-t_{f1}}\right)^2}. \qquad (5\text{-}35)$$

Sustituyendo en esta fórmula los valores de $\Delta t_{c,\,0}$ y $t_{f_2}-t_{f1}$ obtenemos:

$$\frac{t_{c,\,m}-t_{f1}}{t_{f2}-t_{f1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{7{,}8}{80}\right)^2}=1{,}01,$$

de donde

$$t_{c,\,m}=t_{f1}+1{,}01\,(t_{f2}-t_{f1})=250+1{,}01\cdot 80\approx 331°\text{C}.$$

La coordenada de la temperatura máxima de la superficie de cambio de calor se determina por la fórmula

$$x_{c,\,m}=\frac{1}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{t_{f2}-t_{f1}}{2\Delta t_{c,\,0}}\right); \qquad (5\text{-}36)$$

$$x_{c,\,m}=\frac{2{,}5}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{80}{2\cdot 7{,}8}\right)=1{,}1\ \text{m}.$$

Los valores y las coordenadas de las temperaturas máximas en el eje y en la superficie interna de la cubierta se determinan por las fórmulas (5-35) y (5-36) sustituyendo en ellas la magnitud $\Delta t_{c,\,0}$, respectivamente, por $\Delta t_{\text{eje},\,0}$ y $\Delta t_{c1,\,0}$:

$$\frac{t_{\text{eje},\,m}-t_{f1}}{t_{f2}-t_{f1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{\Delta t_{\text{eje},\,0}}{t_{f2}-t_{f1}}\right)^2}=$$

$$=0{,}5+\sqrt{0{,}25+\left(\frac{126{,}2}{80}\right)^2}=2{,}15;$$

$$t_{\text{eje},\,m}=250+2{,}15\cdot 80=422°\text{C}.$$

$$\frac{t_{c1,\,m}-t_{f1}}{t_{f2}-t_{f1}}=\frac{1}{2}+\sqrt{\frac{1}{4}+\left(\frac{\Delta t_{c1,\,0}}{t_{f2}-t_{f1}}\right)^2}=0{,}5+\sqrt{0{,}25+\left(\frac{26{,}2}{80}\right)^2}=1{,}1;$$

$$t_{c1,\,m}=250+1{,}1\cdot 80=338°\text{C};$$

$$x_{\text{eje},\,m}=\frac{1}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{t_{f2}-t_{f1}}{2\Delta t_{\text{eje},\,0}}\right)=\frac{2{,}5}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{80}{2\cdot 126{,}2}\right)=0{,}245\ \text{m};$$

$$x_{c1,\,m}=\frac{2{,}5}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{80}{2\cdot 26{,}2}\right)=0{,}632\ \text{m}.$$

5-89. Determinar la distribución de las temperaturas del agente de transmisión de calor y de la pared a lo largo del elemento combustible que examinamos en el problema 5-88 si el agente de transmisión de calor es agua.

El gasto de agua es $G=0{,}6$ kg/s y la temperatura de ésta a la entrada en el canal es $t_{f1}=180°$C. El coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la cubierta al agua es $\alpha=2{,}5\cdot 10^4$ W/(m$^2\cdot$°C).

Todas las demás condiciones permanecen iguales a las del problema 5-88.

Como resultado del cálculo determinar los valores de las mismas magnitudes que fueron calculadas en el problema 5-88.

Respuesta

$$t_{f_1,\,0} = 191{,}6°C;\ t_{f_2} = 203°C;$$
$$t_{c,\,0} = 223°C;\ x_{c,\,m} = 0{,}263\ m;\ t_{c,\,m} = 225°C;$$
$$t_{cf_1,\,0} = 241°C;\ x_{c_1,\,m} = 0{,}183\ m;\ t_{c_1,\,m} = 243°C;$$
$$t_{eje,\,0} = 341°C;\ x_{eje,\,m} = 0{,}0615\ m;\ t_{eje,\,m} = 341°C.$$

Termotransferencia durante el contorneo forzado transversal de un cilindro y de un haz de tubos

6-1. Una barra conductora de cobre de sección redonda cuyo diámetro es $d = 15$ mm se enfría por la acción de un flujo transversal de aire seco (fig. 6-1). La velocidad y la temperatura del flujo incidente de aire son, respectivamente, $w = 1$ m/s y $t_f = 20°C$.

Calcular el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la barra conductora al aire y la intensidad de la corriente admisible en la barra con la condición de que la temperatura de su superficie no exceda de $t_c = 80°C$.

La resistencia eléctrica específica del cobre es $\rho = 0{,}0175 \Omega mm^2/m$.

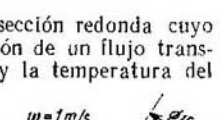

Fig. 6-1. Para el problema 6-1.

Respuesta

$$\alpha = 23{,}8 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad I = 825 \text{ A}.$$

Solución

Cuando la temperatura es $t_f = 20°C$ las propiedades físicas del aire son: $\nu_f = 15{,}06 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_f = 2{,}59 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C).

El número de Reynolds

$$Re_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{1 \cdot 0{,}015}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 995.$$

El cálculo de la termotransferencia durante el contorneo transversal por aire de un cilindro aislado se puede efectuar por las fórmulas siguientes [L. 3]:
cuando $10 \leqslant Re_f \leqslant 1 \cdot 10^3$

$$\left.\begin{array}{l} \text{cuando } 1 \cdot 10^3 \leqslant Re_f \leqslant 2 \cdot 10^5 \\ \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} Nu_f = 0{,}44 Re_f^{0{,}5}, \\ Nu_f = 0{,}22 Re_f^{0{,}6}, \end{array} \qquad (6\text{-}1)$$

donde se toma por dimensión determinante el diámetro del cilindro y por temperatura determinante la temperatura del flujo incidente de aire t_f.

En el caso que examinamos

$$Nu_f = 0{,}44\,(995)^{0{,}5} = 13{,}8$$

y el coeficiente de traspaso de calor

$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = 13{,}8 \frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{1{,}5 \cdot 10^{-2}} = 23{,}8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

La intensidad admisible de la corriente se determina mediante la ecuación del balance de la energía

$$\alpha (t_c - t_f) \pi d l = I^2 R,$$

siendo

$$R = \frac{\rho l}{\frac{\pi d^2}{4}}, \ \Omega,$$

de donde la expresión de la intensidad de la corriente será

$$I = 10^3 \pi d \sqrt{\frac{\alpha \Delta t d}{4\rho}}.$$

Sustituyendo las magnitudes conocidas obtenemos

$$I = 10^3 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{23{,}8\,(80-20)\,1{,}5 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 0{,}0175}} = 825 \text{ A}.$$

6-2. ¿Cómo variarán el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la barra conductora y la intensidad admisible de la corriente si disminuye en 2 veces la velocidad del flujo incidente de aire, mientras que todas las demás condiciones permanecen iguales a las del problema 6-1?

Respuesta

$\alpha = 16{,}9$ W/(m^2·°C); $I = 692$ A, es decir, el coeficiente de traspaso de calor disminuirá en $\sqrt{2} \approx 1{,}4$ veces, y la intensidad admisible de la corriente en $\sqrt[4]{2} \approx 1{,}2$ veces.

6-3. ¿Cómo variarán el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de una barra conductora y la intensidad admisible de la corriente si se disminuye en 2 veces el diámetro de la barra, mientras que todas las demás condiciones permanecen iguales a las del problema 6-1?

Respuesta

$\alpha = 34$ W/(m^2·°C); $I = 348$ A.

6-4. Un calorímetro de agua, que tiene forma de tubo con diámetro exterior $d = 15$ mm, ha sido introducido en un flujo transversal de aire. El aire tiene una velocidad $w = 2$ m/s dirigida bajo un ángulo de 90° respecto al eje del calorímetro, y una temperatura media $t_f = 20$°C. Durante el régimen térmico estacio-

nario en la superficie externa del calorímetro se establece una temperatura media constante $t_c = 80°C$.

Calcular el coeficiente de traspaso de calor del tubo al aire y el flujo calorífico en una unidad de longitud del calorímetro.

Respuesta

$$\alpha = 36{,}3 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad q_l = 102 \text{ W/m}.$$

Solución

Las propiedades físicas del aire a la temperatura $t_f = 20°C$ son:

$$\nu_f = 15{,}06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \lambda_f = 2{,}59 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m} \cdot °C).$$

El número de Reynolds

$$Re_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{2 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 1990.$$

Puesto que $1 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$, de acuerdo a (6-1)

$$Nu_f = 0{,}22 \; Re_f^{0{,}6}.$$

Entonces

$$Nu_f = 0{,}22 \, (1{,}99 \cdot 10^3)^{0{,}6} = 21$$

el coeficiente de traspaso de calor

$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = \frac{21 \cdot 2{,}59 \cdot 10^{-2}}{1{,}5 \cdot 10^{-2}} = 36{,}3 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

El flujo calorífico en la unidad de longitud

$$q_l = \alpha (t_c - t_f) \pi d = 36{,}3 \, (80 - 20) \, 3{,}14 \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-2} = 102 \text{ W/m}.$$

6-5. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor en las condiciones del problema 6-4 si aumenta la velocidad del aire en 2 y 4 veces?

Respuesta

El coeficiente de traspaso de calor aumentará, respectivamente, en 1,51 y 2,3 veces.

6-6. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor en las condiciones del problema 6-4 si el aire contornea al tubo bajo un ángulo de ataque $\psi = 60°$, (fig. 6-2) mientras que todas las demás condiciones permanecen invariables?

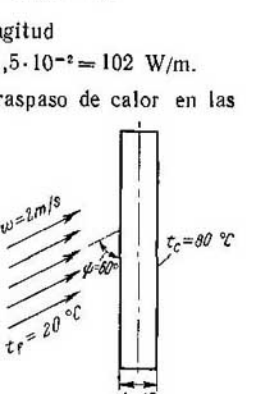

Fig. 6-2. Para el problema 6-6.

Respuesta

$$\alpha_{\psi=60°} = 33{,}7 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Solución

Durante el contorneo de un cilindro aislado bajo un ángulo de ataque no igual a 90°

$$\alpha_\psi = \varepsilon_\psi \alpha, \tag{6-2}$$

siendo α_ψ y α los coeficientes de traspaso de calor para el ángulo dado de ataque y para el ángulo de ataque igual a 90°; ε_ψ es la corrección para el ángulo de ataque ψ y sus valores, en dependencia de la magnitud de este último, se dan a continuación:

$\psi°$	90	80	70	60	50	40	30
ε_ψ	1	1	0,99	0,93	0,87	0,76	0,66

En el caso que examinamos cuando $\psi = 60°$ $\varepsilon_\psi = 0{,}93$ y, por consiguiente,

$$\alpha_{\psi=60°} = 0{,}93 \cdot 36{,}3 = 33{,}7 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

6-7. Un tubo cilíndrico de diámetro $d = 20$ mm se enfría con un flujo transversal de agua. La velocidad del flujo es $w = 1$ m/s. La temperatura media del agua es $t_f = 10$°C y la temperatura de la superficie del tubo, $t_c = 50$°C.

Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la superficie del tubo al agua refrigerante.

Respuesta

$$\alpha = 7\,050 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Solución

Cuando la temperatura del agua es $t_f = 10$°C

$$\nu_f = 1{,}3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

El número de Reynolds

$$\mathrm{Re}_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{1 \cdot 0{,}02}{1{,}3 \cdot 10^{-6}} = 1{,}54 \cdot 10^4.$$

El cálculo de la termotransferencia durante el contorneo transversal de un cilindro aislado por un líquido en gotas se puede efectuar por las fórmulas siguientes [L. 4]:
cuando $8 < \mathrm{Re}_f < 1 \cdot 10^3$

$$\left.\begin{aligned} &\mathrm{Nu}_f = 0{,}50 \mathrm{Re}_f^{0{,}5} \mathrm{Pr}_f^{0{,}38} \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0{,}25}; \\ &\text{cuando } 1 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_f < 2 \cdot 10^5 \\ &\mathrm{Nu}_f = 0{,}25 \mathrm{Re}_f^{0{,}6} \mathrm{Pr}_f^{0{,}38} \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0{,}25}, \end{aligned}\right\} \tag{6-3}$$

en donde por dimensión determinante se toma el diámetro del cilindro, y los índices "f" y "c" significan que las propiedades físicas correspondientes se eligen por la temperatura del flujo incidente del fluido t_f y por la temperatura del fluido junto a

la pared t_c. En el caso que se examina $1 \cdot 10^3 < Re_f < 2 \cdot 10^5$ y el cálculo se efectúa por la segunda fórmula.

Cuando $t_f = 10°C$, $\nu_f = 1{,}3 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_f = 0{,}574$ W/(m·°C); $Pr_f = 9{,}5$.

Cuando la temperatura es $t_c = 50°C$, $Pr_c = 3{,}55$. Por consiguiente,

$$Nu_f = 0{,}25\,(1{,}54 \cdot 10^4)^{0{,}6}\,(9{,}5)^{0{,}38}\left(\frac{9{,}5}{3{,}55}\right)^{0{,}25} = 246$$

y el coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = 246\,\frac{0{,}574}{0{,}02} = 7050 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

6-8. Comparar los coeficientes de traspaso de calor de la pared del tubo al aire:

a) al fluir éste por un tubo largo cuyo diámetro interior es $d_{in} = 50$ mm;

b) durante el contorneo exterior transversal de un tubo aislado cuyo diámetro exterior es $d_{ex} = 50$ mm.

Efectuar la comparación para las velocidades $w = 5$; 10; 20 y 50 m/s. Admitir que la temperatura media del aire en todos los casos es igual a $t_f = 50°C$.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen a continuación:

w, en m/s	5	10	20	50
α_{ex}/α_{in}	1,8	1,56	1,36	1,14

6-9. Un tubo de diámetro exterior $d = 25$ mm se enfría por la acción de un flujo transversal de aceite para transformadores. La velocidad del movimiento y la temperatura media del aceite son, respectivamente, $w = 1$ m/s y $t_f = 20°C$.

Determinar cuál es la temperatura de la superficie del tubo que es necesario mantener para que la densidad del flujo calorífico sea $q = 4{,}5 \cdot 10^4$ W/m² y cuál será en este caso el valor del coeficiente de traspaso de calor.

Respuesta

$$t_c = 70°C; \quad \alpha = 925 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Solución

Determinamos el régimen del movimiento del aceite para transformadores. Cuando $t_f = 20°C$, $\nu_f = 22{,}5 \cdot 10^{-6}$ m²/s;

$$Re_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{1 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-2}}{22{,}5 \cdot 10^{-6}} = 1{,}11 \cdot 10^3.$$

Puesto que el número de Reynolds se encuentra entre los límites $1 \cdot 10^3 \leqslant Re_f \leqslant 2 \cdot 10^5$, según la fórmula (6-3), tenemos:

$$Nu_f = 0{,}25\, Re_f^{0{,}6} Pr_f^{0{,}38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0{,}25}.$$

En la fórmula entra el número de Prandtl que corresponde al aceite a la temperatura de la pared. Por esto el problema se tiene que resolver utilizando el método de las aproximaciones sucesivas o el método gráfico. Emplearemos este último.

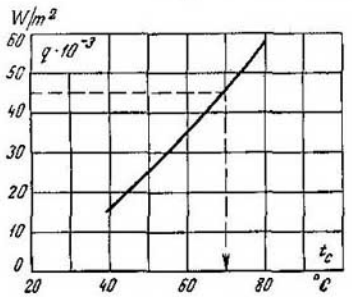

Fig. 6-3. Para el problema 6-9.

Daremos tres valores de la temperatura de la pared: $t_{c1} = 40°C$; $t_{c2} = 60°C$ y $t_{c3} = 80°C$, calcularemos la densidad del flujo calorífico para estas temperaturas y construiremos el gráfico $q = f(t_c)$.

Dado $t_{c1} = 40°C$ calculemos el coeficiente de traspaso de calor por la fórmula señalada anteriormente.

Cuando $t_f = 20°C$, $\nu_f = 22{,}5 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_f = 0{,}1106$ W/(m·°C); $Pr_f = 298$.

Si la temperatura es $t_{c1} = 40°C$ $Pr_{c1} = 146$;

$$Nu_1 = 0{,}25\,(1{,}11 \cdot 10^3)^{0{,}6} (298)^{0{,}38} \left(\frac{298}{146}\right)^{0{,}25} = 175;$$

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_f}{d} = 175 \frac{0{,}1106}{0{,}025} = 775 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La densidad del flujo calorífico cuando $t_{c1} = 40°C$ es

$$q_1 = \alpha_1 \Delta t_1 = 775\,(40 - 20) = 15500 \text{ W/m}^2.$$

A la temperatura $t_{c2} = 60°C$ el valor del coeficiente de traspaso de calor se diferenciará de α_1 solamente debido a la variación de Pr_c y, por esto,

$$\alpha_2 = \alpha_1 \left(\frac{Pr_{c1}}{Pr_{c2}}\right)^{0{,}25} \quad \text{y} \quad q_2 = q_1 \left(\frac{Pr_{c1}}{Pr_{c2}}\right)^{0{,}25} \frac{t_{c2} - t_f}{t_{c1} - t_f}.$$

Cuando $t_{c2} = 60°C$, $Pr_{c2} = 87{,}8$ y

$$q_2 = 1{,}55 \cdot 10^4 \left(\frac{146}{87{,}8}\right)^{0{,}25} \frac{60 - 20}{40 - 20} = 3{,}51 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2.$$

Cuando $t_{c3} = 80°C$, $Pr_{c3} = 59{,}3$ y

$$q_3 = 1{,}55 \cdot 10^4 \left(\frac{146}{59{,}3}\right)^{0{,}25} \frac{80 - 20}{40 - 20} = 5{,}78 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2.$$

Según los valores calculados de q construimos el gráfico (fig. 6-3):

$$q = f(t_c).$$

Por el gráfico hallamos que para el valor dado de $q = 4{,}5 \times 10^4$ W/m², la temperatura de la pared es $t_c = 70$°C.

Calculamos el valor del coeficiente de traspaso de calor para la temperatura hallada $t_c = 70$°C.

Cuando $t_c = 70$°C, $Pr_c = 71{,}3$. Entonces

$$Nu_f = Nu_1 \left(\frac{Pr_{cl}}{Pr_c}\right)^{0{,}25} = 175 \left(\frac{146}{71.3}\right)^{0{,}25} = 209.$$

$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = 209 \cdot \frac{0{,}1106}{0{,}025} = 925 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

6-10. La refrigeración del tubo por la acción de un flujo transversal de aceite para transformadores se realiza en las mismas condiciones que en el problema 6-9. Sin embargo, por las condiciones de refrigeración, se requiere que la densidad del flujo calorífico en la superficie del tubo no exceda de $3{,}5 \cdot 10^4$ W/m².

¿Cuál debe ser en este caso la temperatura de la superficie del tubo y que valor tendrá el coeficiente de traspaso de calor?

Respuesta

$$t_c = 62\text{°C}; \quad \alpha = 890 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

6-11. Determinar la relación de los coeficientes de traspaso de calor durante el contorneo transversal de un cilindro aislado por un líquido en gotas en las condiciones de calentamiento (α_{cal}) y de enfriamiento (α_{enf}) del líquido.

Efectuar la comparación para velocidades y temperaturas medias iguales del líquido e iguales cargas de temperatura.

Respuesta

$$\frac{\alpha_{cal}}{\alpha_{enf}} = \left(\frac{Pr_{c.\,enf}}{Pr_{c.\,cal}}\right)^{0{,}25}.$$

6-12. Comparar los valores de los coeficientes de traspaso de calor durante el contorneo transversal de un tubo de diámetro $d = 8$ mm por el agua y por el aceite marca MS.

Efectuar la comparación para velocidades y temperaturas medias iguales de los líquidos que, respectivamente, sean iguales a $w = 2$ m/s y $t_f = 70$°C y para la temperatura de la superficie del tubo $t_c = 90$°C.

Determinar también cómo variarán los valores de los coeficientes de traspaso de calor del agua y del aceite si para las mismas temperatura media del fluido y carga de temperatura se va a efectuar un enfriamiento de éste ($t_f = 70$°C y $t_c = 50$°C).

Respuesta

Fluido	α, en W/(m²·°C)	
	Calentamiento	Enfriamiento
Agua	17 900	15 500
Aceite	2 070	1 370

6-13. Determinar el coeficiente medio de traspaso de calor por convección provocado por un flujo transversal de los gases de combustión, cuya composición volumétrica es

$$\bar{p}_{H_2O}=0{,}11;\quad \bar{p}_{CO_2}=0{,}13 \text{ y } \bar{p}_{N_2}=0{,}76,$$

a las paredes de los tubos del haz de caldera. Los tubos de diámetro $d=80$ mm están dispuestos al tresbolillo. Los pasos transversal y longitudinal de los tubos son, respectivamente, $s_1=2{,}5d$ y $s_2=2d$. La velocidad media del flujo de gases en la sección estrecha del haz es $w=10$ m/s.

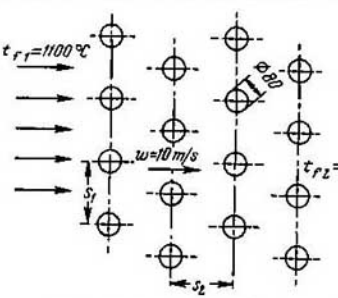

Fig. 6-4. Para el problema 6-13.

En la dirección del flujo de gas el haz consta de cuatro filas de tubos de igual superficie (fig. 6-4).

La temperatura del gas delante del haz es $t_{f1}=1100$°C; detrás de él, $t_{f2}=900$°C. No tomar en consideración el ensuciamiento de la superficie de los tubos.

Respuesta

$$\bar{\alpha}=62 \text{ W/(m}^2\cdot\text{°C)}.$$

Solución

El cálculo de la termotransferencia durante el contorneo transversal por gases de los haces con superficie limpia se puede efectuar por la fórmula siguiente [L. 4]:

$$Nu_f=C\,Re_f^n Pr_f^{0,33}\varepsilon_s, \qquad (6\text{-}4)$$

donde si la disposición de los tubos es en corredores, $C=0{,}26$ y $n=0{,}65$; si la disposición de los tubos es al tresbolillo, $C=0{,}41$ y $n=0{,}60$; por dimensión determinante ha sido tomado el diámetro del tubo; por temperatura determinante, la temperatura del fluido

$t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2})$; por velocidad determinante, la velocidad media en la sección más estrecha del haz.

ε_s es el coeficiente de corrección que tiene en cuenta el influjo de los pasos relativos.

Para el haz de corredor $\varepsilon_s = (s_2/d)^{-0{,}15}$;

para el haz al tresbolillo

si $s_1/s_2 < 2$ $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1{,}6}$;

si $s_1/s_2 \geqslant 2$ $\varepsilon_s = 1{,}12$.

La fórmula es válida cuando $10^3 \leqslant \mathrm{Re}_f \leqslant 10^5$.

El coeficiente de traspaso de calor calculado por la fórmula (6-4) corresponde al valor de éste para la tercera y todas las filas sucesivas de tubos en el haz.

El coeficiente de traspaso de calor de la primera fila del haz α_1 se determina como $\alpha_1 = 0{,}6\alpha_3$.

Para los tubos de la segunda fila en los haces de corredor $\alpha_2 = 0{,}9\alpha_3$, en los haces al tresbolillo $\alpha_2 = 0{,}7\alpha_3$.

En el caso que examinamos la temperatura determinante es

$$t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5\,(1100 + 900) = 1\,000°\mathrm{C}.$$

A esta temperatura las propiedades físicas de los gases de combustión de la composición dada son:

$$\nu_f = 174{,}3 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s}; \quad \lambda_f = 0{,}109\ \mathrm{W/(m \cdot °C)}; \quad \mathrm{Pr}_f = 0{,}58.$$

El número de Reynolds es

$$\mathrm{Re}_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{10 \cdot 8 \cdot 10^{-2}}{174{,}3 \cdot 10^{-6}} = 4{,}59 \cdot 10^3.$$

Puesto que $10^3 < \mathrm{Re}_f < 10^5$ la fórmula (6-4) es válida también para el haz al tresbolillo $C = 0{,}41$, $n = 0{,}6$.

La relación $s_1/s_2 = 2{,}5/2 = 1{,}25$ y el coeficiente de corrección es

$$\varepsilon_s = (1{,}25)^{1/6} = 1{,}04.$$

El número

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}41\,(4{,}59 \cdot 10^3)^{0{,}6}\,(0{,}58)^{0{,}33} \cdot 1{,}04 = 55.$$

El coeficiente de traspaso de calor para la tercera fila es

$$\alpha_3 = \mathrm{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d} = 55\,\frac{0{,}109}{8 \cdot 10^{-2}} = 75\ \mathrm{W/(m^2 \cdot °C)}.$$

Cuando la superficie de las filas es igual el coeficiente medio de traspaso de calor es

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{4}\sum_{i=1}^{4} \alpha_i = \frac{1}{4}\,(0{,}6\alpha_3 + 0{,}7\alpha_3 + 2\alpha_3) = \frac{3{,}3}{4} \cdot 75 = 62\ \mathrm{W/(m^2 \cdot °C)}.$$

6-14. ¿Cómo variará el valor medio del coeficiente de traspaso de calor en el haz si en las condiciones del problema 6-13 se aumenta el número de filas a lo largo del movimiento de los gases en 2, 3, 4 y 5 veces mientras que todos los demás datos permanecen invariables?

Respuesta

Cuando $n \geqslant 3$, $\bar{\alpha} = \alpha_3 \left(1 - \frac{0{,}7}{n}\right)$;

$n = 8$, $\bar{\alpha} = 68{,}5$ W/(m²·°C);

$n = 12$, $\bar{\alpha} = 70{,}5$ W/(m²·°C);

$n = 16$, $\bar{\alpha} = 71{,}8$ W/(m²·°C);

$n = 20$, $\bar{\alpha} = 72{,}4$ W/(m²·°C).

6-15. Un calentador de aire consta de un haz de tubos dispuestos al tresbolillo que se contornea por el flujo transversal de aire. El diámetro de los tubos es $d = 50$ mm; el paso transversal, $s_1 = 100$ mm y el paso longitudinal, $s_2 = 200$ mm. Las temperaturas medias del flujo de aire y de la superficie exterior de los tubos en el haz son, respectivamente, $t_f = 100$°C y $t_c = 200$°C.

Construir el gráfico de la dependencia entre el coeficiente de traspaso de calor y la velocidad del movimiento del aire en la sección estrecha del haz. Tomar el intervalo de velocidades en los límites de 5 hasta 20 m/s. El número de filas a lo largo del movimiento de los gases es $n > 20$. Se puede despreciar el influjo de las dos primeras filas sobre la transferencia media de calor.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen a continuación y en el gráfico de la fig. 6-5.

w, en m/s	5	10	20
α, en W/(m²·°C)	69	105	159

6-16. Comparar los coeficientes de traspaso de calor de la tercera fila de tubos en la dirección del aire para dos calentadores de aire construidos en forma de haces de tubos dispuestos al tresbolillo. Ambos haces están contorneados por flujos transversales de aire de igual velocidad $w = 10$ m/s y cuya temperatura media es $t_f = 100$°C. Los diámetros de los tubos en los haces son, respectivamente, $d_1 = 50$ mm y $d_2 = 25$ mm. Efectuar la comparación para una misma relación s_1/s_2 de los pasos en ambos calentadores de aire.

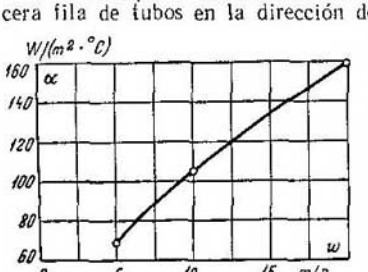

Fig. 6-5. Para el problema 6-15.

Respuesta

$$\alpha_2 = 2^{0{,}4}\alpha_1 \approx 1{,}32\alpha_1.$$

6-17. Comparar los coeficientes de traspaso de calor de la tercera fila de tubos de los calentadores de aire examinados en

el problema 6-16 si la disposición de los tubos al tresbolillo ha sido sustituida en ellos por disposición en corredores.

Efectuar la comparación: a) cuando los pasos relativos s_1/d y s_2/d son iguales para ambos calentadores; b) cuando son iguales las magnitudes de los pasos transversal y longitudinal s_1 y s_2.

Respuesta

a) $\alpha_2 = 2^{0,35}$ $\alpha_1 \approx 1,27$;
b) $\alpha_2 = 2^{0,5}$ $\alpha_1 \approx 1,41$.

6-18. El haz de tubos al tresbolillo de un intercambiador de calor está contorneado por un flujo transversal de aceite para transformadores. El diámetro exterior de los tubos del haz es $d = 20$ mm; el paso transversal, $s_1 = 2,5d$ y el paso longitudinal, $s_2 = 1,5d$. La velocidad media en la sección estrecha del haz y la temperatura media del aceite son respectivamente, $w = 0,6$ m/s y $t_f = 40$°C.

Hallar el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de los tubos al aceite para la tercera fila de tubos del haz, si la temperatura de la superficie de éstos es $t_c = 90$°C.

Efectuar los cálculos para dos casos:

a) el flujo contornea los tubos bajo un ángulo de ataque $\psi = 90°$;

b) el flujo contornea los tubos bajo un ángulo de ataque $\psi = 60°$:

Respuesta

$\alpha_{\psi=90°} = 1\,130$ W/(m²·°C); $\alpha_{\psi=60°} = 1\,060$ W/(m²·°C).

Solución

El cálculo de traspaso de calor durante el contorneo transversal de los haces de tubos por un líquido en gotas se puede efectuar por la fórmula (6-4), introduciendo una corrección para la variación de las propiedades físicas del líquido en la sección del flujo en forma de la relación $(Pr_f/Pr_c)^{0,25}$ [L. 4]. Entonces

$$Nu_f = C\,Re_f^n\,Pr_f^{0,33}\left(\frac{Pr_f}{Pr_c}\right)^{0,25}\varepsilon_s, \qquad (6\text{-}5)$$

donde Pr_c es el número Pr del fluido correspondiente a la temperatura de la pared, y las magnitudes constantes y otras, igual que el límite de aplicación, son las mismas que para la fórmula (6-4).

En el caso que examinamos, cuando $t_f = 40$°C, $\nu_f = 10,3 \times \times 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_f = 0,109$ W/(m·°C); $Pr_f = 146$; cuando $t_c = 90$°C, $Pr_c = 50,5$.

El número de Reynolds es

$$Re_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{0,6 \cdot 0,02}{10,3 \cdot 10^{-6}}\,1\,165 > 10^3$$

y la fórmula (6-5) es válida.

Puesto que $s_1/s_2 = 2{,}5/1{,}5 = 1{,}66 < 2$, resulta que

$$\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6} = (1{,}66)^{1/6} = 1{,}08.$$

Entonces para la tercera fila del haz al tresbolillo

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}41\,\mathrm{Re}_f^{0{,}6}\,\mathrm{Pr}_f^{0{,}33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0{,}25}\varepsilon_s =$$

$$= 0{,}41\,(1\,165)^{0{,}6}\,(146)^{0{,}33}\left(\frac{146}{50{,}5}\right)^{0{,}25}1{,}08 = 208.$$

El coeficiente de traspaso de calor cuando $\psi = 90°$

$$\alpha = \mathrm{Nu}_f\frac{\lambda_f}{d} = 208\cdot\frac{0{,}109}{0{,}02} = 1\,130\ \mathrm{W/(m^2\cdot °C)}.$$

Durante el contorneo de haces de tubos bajo un ángulo de ataque no igual a 90°

$$\alpha_\psi = \varepsilon_\psi\alpha,$$

siendo ε_ψ la corrección para el ángulo de ataque, cuyos valores en dependencia de ψ se exponen a continuación:

$\psi°$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_ψ	1,0	1,0	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

En el caso que examinamos cuando $\psi = 60°$, $\varepsilon_\psi = 0{,}94$ y

$$\alpha_{\psi=60°} = 0{,}94\cdot 1\,130 = 1\,060\ \mathrm{W/(m^2\cdot °C)}.$$

6-19. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor para la tercera fila de tubos en las condiciones del problema 6-18 si el haz de tubos está contorneado por un flujo transversal de agua y todas las demás condiciones permanecen invariables ($d = 20$ mm; $w = 0{,}6$ m/s; $t_f = 40°C$; $t_c = 90°C$)?

Efectuar la comparación para los mismos ángulos de ataque, es decir, para $\psi = 90$ y 60°.

Respuesta

$$\alpha_{\psi=90°} = 9\,950\ \mathrm{W/(m^2\cdot °C)};\quad \alpha_{\psi=60°} = 9\,350\ \mathrm{W/(m^2\cdot °C)}.$$

6-20. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor de la tercera fila de tubos durante el contorneo transversal del haz de tubos al tresbolillo realizado por aceite para transformadores y por agua, en las condiciones de los problemas 6-18 y 6-19, si en lugar de calentamiento tiene lugar el enfriamiento del fluido para la misma carga de temperatura que en el problema 6-18, es decir, para la temperatura media del flujo $t_f = 90°C$ y la temperatura media de la pared $t_c = 40°C$? Las demás magnitudes permanecen sin variación ($d = 20$ mm; $w = 0{,}6$ m/s). Efectuar la comparación para el ángulo de ataque $\psi = 90°$.

Respuesta

Durante el enfriamiento del aceite para transformadores $\alpha = 921$ W/(m²·°C), es decir, el coeficiente de traspaso de calor disminuirá aproximadamente en un 18%. Durante el enfriamiento del agua $\alpha = 8\,400$ W/(m²·°C), es decir, disminuirá aproximadamente en un 15%.

6-21. Comparar los valores de los coeficientes de traspaso de calor durante el contorneo transversal de la tercera fila del haz de tubos dispuestos en corredor (α_{cor}) y de un tubo aislado (α_{tub}) al variar los números de Reynolds Re_f desde $1 \cdot 10^3$ hasta $1 \cdot 10^5$. Efectuar la comparación para los tubos de un mismo diámetro con el número $Pr = 1$, si son iguales las temperaturas del fluido y las de las superficies de los tubos. Admitir que el coeficiente de corrección ε_s es igual a 1.

Respuesta

Re_f	$1 \cdot 10^3$	$1 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^5$
$\alpha_{cor}/\alpha_{tub}$	1,32	1,48	1,67

6-22. Se quiere construir un calentador de aire con tubos de diámetro $d = 38$ mm dispuestos en orden de corredor con pasos transversal y longitudinal $s_1 = s_2 = 2{,}5d$. El número de tubos en una fila a través del flujo ha sido elegido $m = 8$ y en número de filas $n = 5$ (fig. 6-6).

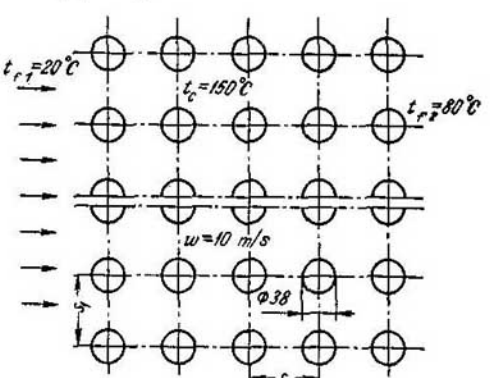

Fig. 6.6. Para el problema 6-22.

La temperatura del aire que ingresa en el calentador es $t_{f1} = 20$°C y la de salida de éste, $t_{f2} = 80$°C. La temperatura de la superficie externa de los tubos está dada y es $t_c = 150$°C.

¿De qué longitud deben ser los tubos para que cuando la velocidad del aire en la sección estrecha del haz sea $w = 10$ m/s la cantidad de calor transferido al aire sea $Q = 125$ kW?

Respuesta

$$l = 3 \text{ m}.$$

Solución

La temperatura media del aire

$$t_f = 0{,}5\,(t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5\,(20 + 80) = 50°\text{C}.$$

Cuando $t_f = 50°\text{C}$, $\nu_f = 17{,}95 \cdot 10^{-6}$ m²/s;

$$\lambda_f = 2{,}83 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m} \cdot {}^\circ\text{C)}$$

y

$$\text{Re}_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{10 \cdot 3{,}8 \cdot 10^{-2}}{17{,}95 \cdot 10^{-6}} = 2{,}12 \cdot 10^4.$$

Cuando $10^3 \leqslant \text{Re}_f \leqslant 10^5$, según la fórmula (6-4), para los tubos de la tercera fila del haz de corredor

$$\text{Nu}_f = 0{,}26\,\text{Re}_f^{0{,}65}\,\text{Pr}_f^{0{,}33}\,\varepsilon_s.$$

Para el aire $\text{Pr}_f \approx 0{,}70$, y la fórmula adquiere el aspecto

$$\text{Nu}_f = 0{,}23\,\text{Re}_f^{0{,}65}\,\varepsilon_s,$$

donde $\varepsilon_s = (s_2/d)^{-0{,}15} = (2{,}5)^{-0{,}15} = 0{,}87$.

Sustituyendo los valores hallados obtenemos

$$\text{Nu}_f = 0{,}23\,(2{,}12 \cdot 10^4)^{0{,}65}\,0{,}87 = 130.$$

El coeficiente de traspaso de calor para la tercera fila es

$$\alpha_3 = \text{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d} = 130\,\frac{2{,}83 \cdot 10^{-2}}{3{,}8 \cdot 10^{-2}} = 96{,}8 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

El coeficiente medio de traspaso de calor del haz de corredor cuando $n \geqslant 3$ es

$$\bar{\alpha} = \alpha_3 \left(1 - \frac{0{,}5}{n}\right) = 96{,}8 \left(1 - \frac{0{,}5}{5}\right) = 87{,}2 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

La densidad del flujo calorífico y la superficie de calentamiento requerida son:

$$q = \bar{\alpha}\,(t_c - t_f) = 87{,}2\,(150 - 50) = 8\,720 \text{ W/m}^2$$

y

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{125 \cdot 10^3}{8{,}72 \cdot 10^3} = 14{,}3 \text{ m}^2.$$

La longitud requerida de los tubos es

$$l = \frac{F}{\pi\, dmn} = \frac{14{,}3}{3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 8 \cdot 5} = 3 \text{ m}.$$

6-23. ¿De qué longitud será necesario fabricar los tubos en las condiciones del problema 6-22 si se cambia la disposición de corredor por la de al tresbolillo y la velocidad en la sección estrecha del haz se aumenta hasta 14 m/s? Dejar todas las condiciones restantes sin variación.

Respuesta

$$l = 2{,}3 \text{ m}.$$

6-24. El haz de tubos al tresbolillo de un intercambiador de calor está contorneado por un flujo transversal de sodio. El diámetro exterior de los tubos es $d = 20$ mm. La velocidad media del flujo incidente y la temperatura media del sodio son, respectivamente, $w = 1$ m/s y $t_f = 250$°C.

Determinar el coeficiente medio de traspaso de calor de los tubos al sodio y el valor medio de la densidad del flujo calorífico en la superficie de los tubos con la condición de que la temperatura media de la superficie externa de los tubos sea $t_c = 256$°C.

Respuesta

$$\alpha = 1{,}34 \cdot 10^5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}, \quad q = 8 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

Solución

El cálculo del coeficiente medio de traspaso de calor durante el contorneo transversal por sodio de haces de tubos dispuestos al tresbolillo y en corredor se puede efectuar por la fórmula siguiente [L. 16]:

$$\text{Nu}_f = 2 \, \text{Pe}_f^{0{,}5}, \tag{6-6}$$

donde por dimensión determinante se toma el diámetro del tubo. La fórmula (6-6) es válida cuando $100 \leqslant \text{Pe}_f \leqslant 1\,000$.

En el caso que examinamos, cuando $t_f = 250$°C las propiedades físicas del sodio son, respectivamente:

$$\nu_f = 45 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \lambda_f = 76{,}1 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}; \quad \text{Pr} = 0{,}69 \cdot 10^{-2}.$$

Los números de Reynolds y de Peclet son

$$\text{Re}_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{1 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{45 \cdot 10^{-8}} = 4{,}44 \cdot 10^4$$

y

$$\text{Pe}_f = \text{Re}_f \, \text{Pr}_f = 4{,}44 \cdot 10^4 \cdot 0{,}69 \cdot 10^{-2} = 306.$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor son

$$\text{Nu}_f = 2 \, (306)^{0{,}5} = 35$$

y

$$\alpha = \text{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d} = 35 \, \frac{76{,}1}{20 \cdot 10^{-3}} = 1{,}34 \cdot 10^5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$q = \alpha (t_c - t_f) = 1{,}34 \cdot 10^5 \, (256 - 250) = 8 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

6-25. Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de los tubos al sodio en el intercambiador de calor examinado en el problema 6-24 si la velocidad del flujo incidente y la temperatura media del sodio, respectivamente, son $w = 0{,}8$ m/s y $t_f = 300$°C. Hallar también la cantidad de calor que percibe el sodio si la temperatura media de la superficie de los tubos es $t_c = 305$°C y el haz está compuesto por $n = 56$ tubos de longitud $l = 1$ m.

Respuesta

$$\alpha = 1{,}14 \cdot 10^5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad Q = 2 \cdot 10^3 \text{ kW}.$$

CAPÍTULO SÉPTIMO

Termotransferencia durante el movimiento libre del fluido

7-1. Calcular las pérdidas de calor por unidad de tiempo de 1 m² de la superficie de un intercambiador horizontal de calor cuyo cuerpo tiene forma cilíndrica y está refrigerado por un flujo libre de aire. El diámetro exterior del cuerpo del intercambiador de calor es $d = 400$ mm, la temperatura de la superficie, $t_c = 200°C$ y la temperatura del aire en el local, $t_f = 30°C$ (fig. 7-1).

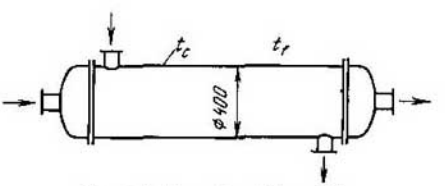

Fig. 7-1. Para el problema 7-1.

Respuesta

$$\alpha = 5{,}9 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad q = 1\,000 \text{ W/m}^2.$$

Solución

La densidad del flujo calorífico sobre la superficie externa del intercambiador de calor es $q = \alpha (t_c - t_f)$ W/m².

Para los valores dados de las temperaturas en la superficie de la pared y del ambiente lejos de la pared la solución del problema se reduce a la determinación del coeficiente de traspaso de calor.

La dependencia para el cálculo del coeficiente medio de traspaso de calor durante el movimiento libre del fluido tiene el aspecto [L. 4]

$$\text{Nu}_f = C\,(\text{Gr Pr})_f^n \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_c}\right)^{0,25}, \qquad (7\text{-}1)^*$$

donde las constantes C y n dependen del régimen del movimiento libre y de las condiciones del contorneo de la superficie. Estas

* En la fórmula (7-1) la corrección $(\text{Pr}_f/\text{Pr}_c)^{0,25}$ se emplea al calcular la termotransferencia para los líquidos en gotas.

son funciones de GrPr y se determinan por la tabla siguiente:

$(GrPr)_f$	C	n	Condiciones del movimiento
$1 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^9$	0,75	0,25	A lo largo de la pared vertical
$\geqslant 6 \cdot 10^{10}$	0,15	1/3	
$1 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^9$	0,50	0,25	En el tubo horizontal

En la fórmula (7-1) los índices "f" y "c" significan que las propiedades físicas del fluido se eligen respectivamente para la temperatura del fluido t_f lejos de la superficie de intercambio de calor y para la temperatura de la pared t_c. Durante el movimiento a lo largo de la pared vertical se toma por dimensión determinante la altura de la superficie de intercambio de calor, y para el cilindro horizontal el diámetro exterior de éste.

En el caso que se examina la temperatura determinante es $t_f = 30°C$.

A esta temperatura, para el aire,

$$\nu_f = 16{,}0 \cdot 10^{-6}\ m^2/s; \quad \lambda_f = 2{,}67 \cdot 10^{-2}\ W/(m \cdot °C);$$

$$\beta_f = \frac{1}{t_f + 273} = \frac{1}{303}\ K^{-1}; \quad Pr_f = 0{,}701.$$

Calculamos el valor del complejo:

$$(GrPr)_f = \frac{g\beta_f \Delta t d^3}{\nu_f^2} Pr_f = \frac{9{,}81 \cdot (200 - 30) \cdot 0{,}4^3}{303\,(16 \cdot 10^{-6})^2} 0{,}701 = 9{,}75 \cdot 10^8.$$

Por la tabla hallamos que para el valor calculado del complejo $(GrPr)_f$ las constantes en la ecuación de cálculo son $C = 0{,}5$ y $n = 0{,}25$.

El número de Nusselt es

$$Nu_f = 0{,}50\,(9{,}75 \cdot 10^8)^{0{,}25} = 88{,}2,$$

de donde

$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = 88{,}2 \frac{2{,}67 \cdot 10^{-2}}{0{,}4} = 5{,}9\ W/(m^2 \cdot °C).$$

Las pérdidas de calor de una unidad de superficie del intercambiador de calor por unidad de tiempo son

$$q = 5{,}9\,(200 - 30) = 1000\ W/m^2.$$

7-2. Con el fin de disminuir las pérdidas de calor en las condiciones del problema 7-1 el cuerpo del intercambiador de calor se ha cubierto con una capa de aislamiento térmico.

Hallar las pérdidas de calor q, en W/m^2, de la superficie del intercambiador si después de haber aplicado la capa de aislamiento térmico de 50 mm de espesor la temperatura que se estable-

ció en la superficie exterior del aislamiento es $t_c = 50°C$, mientras que la temperatura del ambiente del local permaneció la misma, es decir, $t_f = 30°C$.

Respuesta

$$q = 65 \text{ W/m}^2.$$

7-3. En una sala de calderas se han tendido dos tuberías horizontales de vapor con diámetros $d_1 = 50$ mm y $d_2 = 150$ mm. La temperatura de la superficie de ambas tuberías es la misma e igual a $t_c = 450°C$. La temperatura del ambiente es $t_f = 50°C$. Las tuberías han sido tendidas a una distancia una de otra que elimina el influjo térmico mutuo.

Hallar las relaciones de los coeficientes de traspaso de calor α_1/α_2 y de las pérdidas de calor de 1 m q_{l1}/q_{l2} de las tuberías de vapor.

Respuesta

$$\alpha_1/\alpha_2 = 1{,}315; \quad q_{l1}/q_{l2} = 0{,}438.$$

7-4. Resolver el problema 7-3 si después de haber cubierto las tuberías de vapor con aislamiento térmico en las superficies exteriores se estableció la temperatura $t_c = 70°C$. El diámetro exterior del aislamiento de la primera tubería de vapor es $d_1 = 100$ mm y el del segundo, $d_2 = 350$ mm. La temperatura del ambiente permanece la misma que en el problema 7-3, es decir, $t_f = 50°C$.

Respuesta

$$\alpha_1/\alpha_2 = 1{,}37; \quad q_{l1}/q_{l2} = 0{,}382.$$

7-5. Determinar el coeficiente de traspaso de calor de una placa vertical cuya altura es $H = 2$ m al aire circundante en reposo si se sabe que la temperatura de la superficie de la placa es $t_c = 100°C$ y la temperatura del aire circundante lejos de la superficie, $t_f = 20°C$.

Respuesta

$$\alpha = 7{,}92 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Solución

La termotransferencia durante la convección libre en la superficie de la placa vertical se puede determinar por la fórmula (7-1):

$$\text{Nu}_f = C\,(\text{GrPr})_f^n \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_c}\right)^{0{,}25},$$

siendo aquí la altura H de la placa la dimensión determinante.

Cuando $t_f = 20°C$ las propiedades físicas del aire son:

$$\lambda_f = 2{,}59 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m} \cdot °C); \quad \nu_f = 15{,}06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$\text{Pr}_f = 0{,}703; \quad \beta_f = \frac{1}{t_f + 273} = \frac{1}{293} \text{ K}^{-1}.$$

Para estas condiciones el valor del complejo

$$(\mathrm{GrPr})_f = g\beta_f \frac{\Delta t H^3}{\nu_f^2} \mathrm{Pr}_f = 9{,}81 \frac{1}{293} \frac{80 \cdot 2^3 \cdot 10^{12}}{(15{,}06)^2} 0{,}703 = 6{,}64 \cdot 10^{10}.$$

Para el valor de $(\mathrm{GrPr})_f$ obtenido, por la tabla de la fórmula (7-1), hallamos $C = 0{,}15$ y $n = 1{,}3$. Entonces

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}15\,(6{,}64 \cdot 10^{10})^{1/3} = 610$$

y

$$\alpha = \mathrm{Nu}_f \frac{\lambda_f}{H} = 610 \frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{2} = 7{,}92 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

7-6. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor de una placa vertical al aire circundante en las condiciones del problema 7-5 si se duplica la altura de la placa mientras que se dejan sin variar todas las demás condiciones?

Respuesta

$$\alpha_2/\alpha_1 = 1.$$

7-7. Una barra conductora de sección rectangular 100·3 mm puesta de canto se refrigera por la acción de un flujo libre de aire cuya temperatura es de 25°C. En las condiciones de una carga prolongada la temperatura de la barra no debe exceder de 70°C.

Calcular el coeficiente de traspaso de calor α en la superficie de la barra y la intensidad de la corriente admisible en ella para las condiciones indicadas. La resistencia eléctrica específica del material de la barra es $\rho = 0{,}13\,\Omega \cdot \mathrm{mm}^2/\mathrm{m}$.

Respuesta

$$\alpha = 9{,}84 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}; \quad I = 450 \text{ A}.$$

7-8. ¿Cómo variarán el coeficiente de traspaso de calor y la intensidad admisible de la corriente si la temperatura de la barra debe permanecer la misma que en el problema 7-7, es decir, $t_c = 70°\text{C}$ y la explotación del sistema de transmisión eléctrica se realiza en invierno, cuando la temperatura media del aire circundante se puede admitir igual a $t_f = -10°\text{C}$?

Respuesta

$$\alpha = 10{,}8 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}; \quad I = 719 \text{ A}.$$

7-9. Determinar la intensidad admisible de la corriente para un alambre de nicromo de diámetro 0,5 mm partiendo de la condición de que su temperatura no excederá de 300°C. La resistencia de 1 m del alambre para la temperatura $t_c = 300°\text{C}$ es $R = 6\,\Omega/\text{m}$. La temperatura del ambiente que rodea el alambre es $t_f = 20°\text{C}$.

Efectuar el cálculo para dos casos:

a) el alambre se encuentra en el aire en reposo;

b) el alambre se encuentra en el agua en reposo bajo una presión en la que la temperatura de saturación excede de 300°C.

Recomendaciones para la solución del problema. Para los alambres de diámetro pequeño ($d = 0{,}2 \div 1$ mm) el complejo GrPr es, generalmente, de una magnitud pequeña, y se conserva el régimen pelicular o transitorio de fluencia. En caso de valores $\mathrm{GrPr} < 5 \cdot 10^2$ para el cálculo se puede recomendar la fórmula [L. 4]:

$$\bar{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{med}} = 1{,}18\,(\mathrm{GrPr})^{1/9}_{\mathrm{med}}. \qquad (7\text{-}2)$$

Al emplear la fórmula (7-2) se toma como temperatura determinante $t_{\mathrm{med}} = 0{,}5\,(t_c + t_f)$ y por dimensión geométrica determinante el diámetro del alambre d.

Respuesta

a) $I_1 = 2{,}42$ A; $\alpha_1 = 80$ W/(m²·°C);
b) $I_2 = 23{,}5$ A; $\alpha_2 = 7570$ W/(m²·°C).

7-10. Determinar el coeficiente de traspaso de calor de una placa horizontal cuya superficie emisora de calor está vuelta hacia arriba y cuyas dimensiones son $a \times b = 2 \times 3$ m² al aire circundante en reposo si se sabe que la temperatura de la superficie de la placa es $t_c = 100$°C y la temperatura del aire circundante lejos de la placa, $t_f = 20$°C.

Respuesta

$$\alpha = 10{,}3 \text{ W/(m}^2\cdot\text{°C)}.$$

Solución

La termotransferencia de las placas horizontales se puede calcular con aproximación mediante la fórmula (7-1). Por dimensión determinante se toma entonces el lado menor de la placa. En este caso, si la superficie emisora de calor está vuelta hacia arriba, el valor del coeficiente de traspaso de calor obtenido por la fórmula aumenta en un 30%, y si la superficie está vuelta hacia abajo este coeficiente disminuye en un 30% [L. 13]

En el caso que examinamos $t_f = 20$°C y para esta temperatura del aire $\nu_f = 15{,}06 \cdot 10^{-6}$ m²/s;

$$\lambda_f = 2{,}59 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m}\cdot\text{°C)}; \quad \mathrm{Pr}_f = 0{,}703.$$

La dimensión determinante será el lado menor de la placa, es decir, $a = 2$ m. Entonces el complejo

$$(\mathrm{GrPr})_f = g\beta_f \frac{\Delta t a^3}{\nu_f^2} \mathrm{Pr}_f = 9{,}81 \frac{80 \cdot 2^3 \cdot 0{,}703}{293\,(15{,}06 \cdot 10^{-6})^2} = 6{,}64 \cdot 10^{10}.$$

Por la tabla para la fórmula (7-1), según el valor obtenido de (GrPr), hallamos: $C = 0{,}15$ y $n = 1/3$. Entonces

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}15\,(6{,}64 \cdot 10^{10})^{1/3} = 610,$$

de donde

$$\alpha' = \mathrm{Nu}_f \frac{\lambda_f}{a} = 610 \frac{2{,}59 \cdot 10^{-2}}{2} = 7{,}9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$$

y

$$\alpha = 1{,}3\alpha' = 1{,}3 \cdot 7{,}9 = 10{,}3 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

7-11. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor en las condiciones del problema 7-10 si colocamos la placa de tal manera que la superficie emisora de calor quede vuelta hacia abajo, mientras que todas las demás condiciones se dejan sin variación?

Respuesta

$$\alpha_2 = 5{,}5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad \alpha/\alpha_2 = 1{,}88.$$

7-12. En un tanque de aceite, con ayuda de tubos calentadores horizontales de diámetro $d = 20$ mm, se mantiene constante la temperatura del aceite marca MC.

Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de los tubos al aceite si la temperatura de éste es $t_f = 60$°C y la temperatura de la superficie de los tubos, $t_c = 90$°C. La distancia entre los tubos es relativamente grande y el cálculo de la termotransferencia se puede realizar como para un cilindro aislado.

Respuesta

$$\alpha = 96{,}2 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

7-13. Determinar el coeficiente de traspaso de calor en las condiciones del problema 7-12 si, para esa misma temperatura del aceite y esa misma carga de temperatura, el flujo calorífico está dirigido del aceite a las paredes de los tubos, siendo entonces $t_f = 60$°C y $t_c = 30$°C.

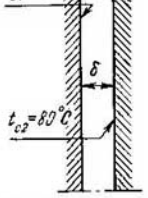

Fig. 7-2. Para el problema 7-14.

Respuesta

$$\alpha = 47{,}2 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)},$$

es decir, el coeficiente de traspaso de calor es aproximadamente 2 veces menor que en las condiciones del calentamiento.

7-14. Determinar el coeficiente equivalente de la conductibilidad térmica y la densidad del flujo calorífico q, en W/m², a través de una rendija vertical llena de aire cuyo espesor es $\delta = 20$ mm. La temperatura de la superficie caliente es $t_{c1} = 200$°C y la de la superficie fría, $t_{c2} = 80$°C (fig. 7-2).

Respuesta

$$\lambda_e = 7{,}5 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}; \quad q = 448 \text{ W/m}^2.$$

Solución

El coeficiente equivalente de la conductibilidad térmica puede ser calculado por la fórmula [L. 4]

$$\lambda_e = \lambda \varepsilon_{conv}, \tag{7-3}$$

donde λ es el coeficiente real de la conductibilidad térmica del fluido; ε_{conv} es el coeficiente de convección, que es función de GrPr y puede ser calculado de manera aproximada por la fórmula

$$\varepsilon_{conv} = 0{,}18\,(\mathrm{GrPr})^{0.25}_{c.med} \tag{7-4}$$

Aquí todos los parámetros físicos se eligen para la temperatura determinante $t_{c.med} = 0{,}5\,(t_{c1} + t_{c2})$.

Por dimensión determinante se toma la anchura δ de la rendija y por diferencia de las temperaturas para el cálculo, la magnitud $\Delta t = t_{c1} - t_{c2}$.

En el caso que se examina, $t_{c.med} = 0{,}5\,(200 + 80) = 140$°C. A esta temperatura $\nu_{c.med} = 27{,}8 \cdot 10^{-6}$ m²/s;

$$\lambda_{c.med} = 0{,}0349 \text{ W/(m·°C)}; \qquad \mathrm{Pr}_{c.med} = 0{,}684;$$

$$\beta_{c.med} = \frac{1}{t_{c.med} + 273} = \frac{1}{413} \text{ K}^{-1}.$$

Calculamos el producto

$$(\mathrm{GrPr})_{c.med} = g\,\beta_{c.med}\,\frac{(t_{c1} - t_{c2})\,\delta^3}{\nu^2_{c.med}}\,\mathrm{Pr}_{c.med} =$$

$$= 9{,}81\,\frac{120 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^3}{413 \cdot (27{,}8 \cdot 10^{-6})^2}\,0{,}684 = 2{,}02 \cdot 10^4.$$

El coeficiente de convección es

$$\varepsilon_{conv} = 0{,}18\,(2{,}02 \cdot 10^4)^{0.25} = 2{,}14.$$

Entonces

$$\lambda_e = 3{,}49 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}14 = 7{,}47 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m·°C)}.$$

La densidad del flujo calorífico a través de la capa intermedia de aire es

$$q = \frac{\lambda_e}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}) = \frac{7{,}47 \cdot 10^{-2}}{0{,}02}\,120 = 448 \text{ W/m}^2.$$

7-15. ¿Cómo variarán el coeficiente equivalente de la conductibilidad térmica y la densidad del flujo calorífico en las condiciones del problema 7-14 si la rendija entre las paredes planas se llena con agua a presión, mientras que todas las condiciones restantes se dejan sin variación?

Respuesta

$$\lambda_e = 15{,}5 \text{ W/(m·°C)}; \qquad q = 92\,600 \text{ W/m}^2.$$

7-16. ¿Cómo variará el coeficiente equivalente de la conductibilidad térmica si se disminuye en 2 veces el espesor de la ren-

dija y todas las demás condiciones se dejan iguales a las del problema 7-14?

Respuesta

λ_e disminuirá en 1,68 veces.

7-17. En un circuito para el estudio de la hidrodinámica y la termotransferencia de los agentes de transmisión de calor constituidos por metales en líquido, el metal del depósito de acumulación se calienta con ayuda de un calentador eléctrico horizontal que tiene forma de un cilindro cuyo diámetro es $d = 50$ mm.

Calcular el coeficiente de traspaso de calor de la superficie del calentador al metal para el caso cuando el circuito está lleno de sodio con temperatura $t_f = 200$°C y la temperatura de la superficie del calentador es $t_c = 400$°C.

Respuesta

$$\alpha = 15\,750 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Solución

Durante el movimiento libre de los metales en líquido la termotransferencia puede ser calculada por la fórmula [L. 4]:

$$\text{Nu}_{med} = C\text{Gr}^n_{med}\text{Pr}^{0,4}_{med}. \qquad (7\text{-}5)$$

En esta ecuación C y n se encuentran en dependencia de los valores del número de Grashof:

cuando $\text{Gr}_{med} = 10^3 \div 10^9$ $\quad C = 0,52$ y $n = 0,25$;
cuando $\text{Gr}_{med} = 10^9 \div 10^{13}$ $\quad C = 0,106$ y $n = 0,33$.

Las propiedades físicas se eligen para la temperatura $t_{med} = 0,5\,(t_c + t_f)$.

Para el caso que examinamos $t_{med} = 0,5\,(200 + 400) = 300$°C. A esta temperatura las propiedades físicas del sodio son

$$\nu_{med} = 39,4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \lambda_{med} = 71 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}; \quad \text{Pr}_{med} = 0,63 \cdot 10^{-2};$$

$$\beta_{med} = \frac{\rho_f - \rho_c}{\rho_f\,(t_c - t_f)} = \frac{903 - 854}{903\,(400 - 200)} = 2,71 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1};$$

$$\text{Gr}_{med} = g\,\beta_{med}\frac{\Delta t d^3}{\nu^2_{med}} = 9,81 \cdot 2,71 \cdot 10^{-4}\frac{200\,(5 \cdot 10^{-2})^3}{(39,4 \cdot 10^{-8})^2} = 4,28 \cdot 10^8.$$

Para este valor del número de Grashof

$$C = 0,52 \quad \text{y} \quad n = 0,25.$$

Entonces

$$\text{Nu}_{med} = 0,52\,(4,28 \cdot 10^8)^{0,25}\,(6,3 \cdot 10^{-3})^{0,4} = 11,1,$$

de donde

$$\alpha = \text{Nu}_{med}\frac{\lambda_{med}}{d} = 11,1\frac{71}{5 \cdot 10^{-2}} = 15\,750 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

7-18. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor de la superficie del calentador al agente de transmisión de calor si en el problema 7-17 el circuito se llena de:

a) litio Li;

b) aleación (eutéctica) 25% Na + 75% K.

Las temperaturas de los agentes de transmisión de calor y de la superficie del calentador quedan iguales que en el problema 7-17.

Respuesta

a) $\alpha = 10\,500$ W/(m^2·°C);

b) $\alpha = 6\,370$ W/(m^2·°C).

CAPITULO OCTAVO

Termotransferencia durante la condensación del vapor

8-1. En la superficie de un tubo vertical cuya altura es $H = 3$ m tiene lugar una condensación en película del vapor de agua seco y saturado. La presión del vapor es $p = 2{,}5 \cdot 10^5$ Pa. La temperatura de la superficie del tubo es $t_c = 123°C$.

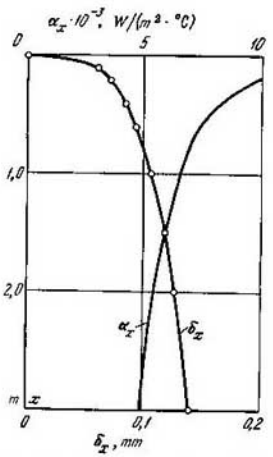

Fig 8-1. Para el problema. 8-1

Determinar el espesor δ_x de la película de condensado y el valor del coeficiente local α_x de traspaso de calor en dependencia de la distancia x medida desde el extremo superior del tubo. Efectuar el cálculo para las distancias x iguales a 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 1,0; 1,5; 2,0; y 3 m.

Construir el gráfico de las variaciones de δ_x y α_x en función de la altura del tubo.

Durante el cálculo admitir que el régimen del flujo de la película de condensado es laminar en toda la altura del tubo. Efectuar el cálculo mediante las fórmulas aproximadas de Nusselt.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen en la fig. 8-1 y en la tabla siguiente:

x, m	0,1	0,2	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0
δ_x, mm	0,060	0,0715	0,0845	0,094	0,107	0,118	0,127	0,140
α_x, W/(m² · °C)	11 430	9 620	8 150	7 320	6 530	5 880	5 410	4 900

Solución

Cuando la condensación del vapor puro, limpio y saturado es pelicular y el flujo de la película es laminar el espesor de ésta,

así como el coeficiente local de traspaso de calor, pueden ser determinados aproximadamente por las fórmulas de Nusselt [L. 4]:

el espesor de la película

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4\lambda\mu\, x\, \Delta t}{\rho^2 g\, r}}\ ; \qquad (8\text{-}1)$$

el coeficiente local de traspaso de calor

$$\alpha_x = \frac{\lambda}{\delta_x}\ , \qquad (8\text{-}2)$$

donde λ, μ y ρ son, respectivamente, el coeficiente de conductibilidad térmica, el coeficiente dinámico de la viscosidad y la densidad del condensado, que se eligen para la temperatura media del condensado $t_{med} = 0{,}5\,(t_s + t_c)$; r es el calor de vaporización para la temperatura de saturación t_s; $\Delta t = t_s - t_c$ es la carga de temperatura.

En el problema que examinamos, cuando $p = 2{,}5 \cdot 10^5$ Pa, la temperatura de saturación es $t_s \approx 127$°C y el calor de vaporización es $r = 2182$ kJ/kg.

Por consiguiente,

$$\Delta t = 127 - 123 = 4\text{°C};$$
$$t_{med} = 0{,}5\,(127 + 123) = 125\text{°C}.$$

Para esta temperatura las propiedades físicas del agua son:

$$\lambda = 0{,}686\ \text{W/(m·°C)}; \quad \mu = 227 \cdot 10^{-6}\ \text{Pa·s}; \quad \rho = 939\ \text{kg/m}^3.$$

El espesor de la película de condensado a la distancia $x = 0{,}1$ m del extremo superior del tubo es

$$\delta_{x=0,1} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 0{,}686 \cdot 227 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}1 \cdot 4}{939^2 \cdot 2182 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81}} = 0{,}6 \cdot 10^{-4}\ \text{m},$$
$$\text{ó}\ \ \delta_{x=0,1} = 0{,}06\ \text{mm}.$$

El coeficiente local de traspaso de calor a la distancia $x = 0{,}1$ m es

$$\alpha_{x=0,1} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,1}} = \frac{0{,}686}{0{,}715 \cdot 10^{-4}} = 11\,430\ \text{W/(m}^2\text{·°C)}.$$

El espesor de la película de condensado variará a lo alto directamente proporcional, y el coeficiente de traspaso de calor inversamente proporcional, a la raíz de cuarto grado de la distancia del extremo superior del tubo. De tal modo,

$$\delta_{x=0,2} = \delta_{x=0,1} \sqrt[4]{2} = 0{,}06 \cdot 1{,}19 = 0{,}0715\ \text{mm},$$
$$\alpha_{x=0,2} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,2}} = \frac{0{,}686}{0{,}715 \cdot 10^{-4}} = 9\,620\ \text{W/(m}^2\text{·°C)}.$$

Para otros valores de x δ_x y α_x se calculan de manera análoga. Los resultados de los cálculos se exponen en la respuesta al problema presente y en la fig. 8-1.

8-2. ¿Cómo variarán el espesor de la película de condensado y el valor der coeficiente local de traspaso de calor en las condiciones del problema 8-1 si, a presión invariable ($p = 2{,}5 \cdot 10^5$ Pa), la carga de temperatura Δt adquiere los valores de 2, 4, 6, 8 y 10°C?

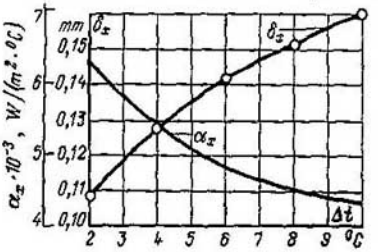

Fig. 8-2. Para el problema 8-2.

Efectuar el cálculo para la distancia $x = 2$ m. Construir los gráficos de las dependencias $\delta_x = f_1(\Delta t)$ y $\alpha_x = f_2(\Delta t)$.

Observación. En las condiciones que examinamos la temperatura media de la película de condensado t_{med} varía poco y se puede desatender de la variación de las propiedades físicas de éste al variar Δt.

Respuesta

Los resultados de los cálculos se exponen en la fig. 8-2 y en la tabla siguiente:

Δt, °C	2	4	6	8	10
δ_x, mm	0,108	0,127	0,141	0,151	0,160
α_x, W/(m².°C)	6360	5410	4870	4540	4300

8-3. En la superficie de un tubo vertical cuya altura es $H = 2$ m tiene lugar la condensación pelicular del vapor de agua seco y saturado. La presión del vapor es $p = 4$ kPa. La temperatura de la superficie del tubo es $t_c = 25$°C.

Determinar los valores del coeficiente local de traspaso de calor a las distancias x, iguales a 0,1 y 2 m del extremo superior del tubo. Considerar en el cálculo que el flujo de la película de condensado es laminar en toda la altura del tubo.

Comparar los resultados del cálculo con la respuesta al problema 8-1.

Respuesta

$$\alpha_{x=0,1} = 7\,460 \text{ W/(m}^2\cdot\text{°C)}; \quad \alpha_{x=2} = 3\,530 \text{ W/(m}^2\cdot\text{°C)}.$$

La comparación de estos valores con la respuesta al problema 8-1 demuestra que cuando $p = 4 \cdot 10^3$ Pa el coeficiente de traspaso de calor es aproximadamente en 1,5 veces menor que cuando $p = 2{,}5 \cdot 10^5$ Pa. La disminución de α tiene lugar, fundamentalmente, a cuenta del aumento de la viscosidad del condensado.

8-4. En la superficie exterior de un tubo horizontal de diámetro $d = 20$ mm y longitud $l = 2$ m se condensa el vapor de agua seco y saturado, de presión $p = 1 \cdot 10^5$ Pa. La temperatura de la superficie del tubo $t_c = 94{,}5°C$.

Determinar el coeficiente medio de traspaso de calor del vapor al tubo y la cantidad de vapor G, en kg/h, que se condensa en la superficie del tubo.

Respuesta

$$\alpha = 15\,600 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad G = 15{,}9 \text{ kg/h}.$$

Solución

Durante la condesación pelicular del vapor seco saturado en tubos horizontales el coeficiente de traspaso de calor, medio por el perimetro, se puede determinar por la fórmula siguiente [L. 10]:

$$\mathrm{Re} = 3{,}25 Z^{0{,}75}, \tag{8-3}$$

donde

$$\mathrm{Re} = \alpha \Delta t \pi R \frac{4}{r\rho\nu};$$

$$Z = \Delta t \pi R \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3} \frac{\lambda}{r\rho\nu}$$

es la longitud reducida del tubo; $\Delta t = t_s - t_c$ es la carga de temperatura; R es el radio del tubo; λ, ν y ρ son, respectivamente, el coeficiente de conductibilidad térmica, el coeficiente cinemático de la viscosidad y la densidad del condensado a la temperatura de saturación t_s; r es el calor de vaporización cuando la temperatura es t_s.

La fórmula es válida cuando $d < 20\,(\sigma/\rho g)^{0{,}5}$ (σ es el coeficiente de tensión superficial) y el régimen de fluencia de la película de condensado es laminar, lo que se determina por la condición $Z < 3\,900$. Para los casos que se encuentran en la vida práctica estas dos condiciones, generalmente, se cumplen.

La fórmula (8-3) se puede escribir de la manera siguiente:

$$\alpha = 3{,}25 \frac{A^{0{,}75}}{B} \frac{1}{(\Delta t \pi R)^{0{,}25}} \tag{8-4}$$

donde

$$A = \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3} \frac{\lambda}{r\rho\nu}, \text{ en } 1/(\text{m} \cdot °C);$$

$$B = \frac{4}{r\rho\nu}, \text{ en m/W}.$$

Los valores de los complejos A y B dependen solamente del género de fluido y de la temperatura de saturación. Para el agua los valores de estos complejos, en dependencia de t_s, se exponen en la tabla 8-1.

Tabla 8-1

Valores de A y B en las fórmulas (8-4) y (8-5) para el agua

t_s, °C	A, 1/(m·°C)	$B \cdot 10^3$, m/W	t_s, °C	A, 1/(m·°C)	$B \cdot 10^3$, m/W
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,06	180	150	12,90
40	11,4	2,54	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,09			

En el problema que examinamos cuando $p = 1 \cdot 10^5$ Pa $t_s = 99{,}6$°C y, por la tabla 8-1, hallamos:

$$A = 51{,}21/(\text{m} \cdot {}^\circ\text{C}); \quad B = 6{,}15 \cdot 10^{-3} \text{ m/W},$$

La carga de temperatura es

$$\Delta t = t_s - t_c = 99{,}6 - 94{,}5 = 5{,}1{}^\circ\text{C}.$$

Sustituyendo en la fórmula (8-4) los valores hallados obtendremos:

$$\alpha = 3{,}25 \frac{(51{,}2)^{0{,}75}}{6{,}25 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{(3{,}14 \cdot 0{,}01 \cdot 5{,}1)^{0{,}25}} = 15\,600 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C}).$$

Mediante la ecuación del balance térmico hallamos la cantidad de vapor que se condensa

$$Gr = \alpha \Delta t F,$$

donde $F = \pi dl$, en m², es la superficie del tubo.

Cuando $t_s = 99{,}6$°C el calor de vaporización es $r = 2258$ kJ/kg y, por consiguiente,

$$G = \pi dl \frac{\alpha \Delta t}{r} = 3{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 2 \frac{15\,600 \cdot 5{,}1}{2\,258 \cdot 10^3} = 4{,}43 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\text{ó } G = 4{,}43 \cdot 10^{-3} \cdot 3\,600 = 15{,}9 \text{ kg/h}.$$

8-5. Resolver el problema 8-4 con la condición de que la presión del vapor $p = 2 \cdot 10^5$ Pa y todos los datos restantes permanecen sin variación. Comparar los resultados del cálculo con la respuesta al problema 8-4.

Respuesta

$$\alpha = 10\,800 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C}); \quad G = 57 \text{ kg/h}.$$

8-6. Determinar la cantidad de vapor de agua seco y saturado G, en kg/h, que se condensa en la superficie de un tubo horizontal de diámetro $d = 16$ mm y longitud $l = 1{,}5$ m si la presión del vapor es $p = 1{,}2$ MPa y la temperatura de la superficie del tubo es $t_c = 180^\circ$C.

Respuesta

$$G = 99 \text{ kg/h}.$$

8-7. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor durante la condensación del vapor de agua seco y saturado en la superficie de un tubo horizontal si la presión del vapor aumenta desde $p = 0{,}04 \cdot 10^5$ Pa hasta $p = 4 \cdot 10^5$ Pa, mientras que la carga de temperatura $\Delta t = t_s - t_c$ permanece invariable?

Respuesta

El coeficiente de traspaso de calor aumentará en 1,43 veces.

8-8. ¿Cómo variarán el coeficiente de traspaso de calor y la cantidad de vapor de agua seco y saturado que se condensa en la superficie de un tubo horizontal en la unidad de tiempo si se aumenta en 4 veces el diámetro del tubo, mientras que la presión del vapor, la carga de temperatura y la longitud del tubo se conservan sin variación?

Respuesta

El coeficiente de traspaso de calor disminuirá en $\sqrt{2} = 1{,}41$ veces; la cantidad de vapor que se condensa en la unidad de tiempo aumentará en $2^{3/2} = 2{,}84$ veces.

8-9. ¿Qué temperatura t_c de la pared se requiere asegurar para que durante la condensación pelicular del vapor de agua seco y saturado en la superficie de un tubo horizontal de diámetro $d = 16$ mm y longitud $l = 2{,}4$ m se condensen $G = 6{,}5 \cdot 10^{-3}$ kg/s de vapor? La presión del vapor es $p = 5 \cdot 10^5$ Pa.

Determinar también el valor del coeficiente de traspaso de calor en estas condiciones.

Respuesta

$$t_c = 145^\circ\text{C}; \quad \alpha = 16\,600 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Solución

De la ecuación del balance de calor tenemos:

$$\alpha = \frac{Gr}{\Delta t 2\pi R l}, \text{ en W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Por otro lado, de acuerdo a la fórmula (8-4), el coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = 3{,}25 \frac{A^{0{,}75}}{B} \frac{1}{(\pi R \Delta t)^{0{,}25}}.$$

Igualando los segundos miembros de estas dos ecuaciones obtenemos la expresión para la carga de temperatura:

$$\Delta t^{0{,}75} = \frac{Gr}{6{,}5\,(\pi R)^{0{,}75} l} \frac{B}{A^{0{,}75}}.$$

En el problema que examinamos cuando $p = 5 \cdot 10^5$ Pa la temperatura de saturación es $t_s = 151{,}8$°C. A esta temperatura $r = 2\,109$ kJ/kg y, de acuerdo a la tabla 8-1, $A = 109{,}7$ 1/(m·°C); $B = 10{,}3 \cdot 10^{-3}$ m/W. Por consiguiente,

$$\Delta t^{0{,}75} = \frac{6{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 2109 \cdot 10^3}{6{,}5\,(3{,}14 \cdot 8 \cdot 10^{-3})^{0{,}75} \cdot 2{,}4} \frac{10{,}3 \cdot 10^{-3}}{(109{,}7)^{0{,}75}} = 4{,}22,$$

de donde la carga de temperatura es

$$\Delta t = (4{,}22)^{4/3} = 6{,}8°\text{C}$$

y la temperatura requerida para la pared es

$$t_c = t_s - \Delta t = 151{,}8 - 6{,}8 = 145°\text{C}.$$

El valor del coeficiente de traspaso de calor lo hallamos por la fórmula (8-4):

$$\alpha = 3{,}25 \frac{(109{,}7)^{0{,}75}}{10{,}3 \cdot 10^{-3}} \frac{1}{(3{,}14 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 6{,}8)^{0{,}25}} = 16\,600 \text{ W/(m}^2 \cdot °\text{C)}.$$

8-10. ¿Qué carga de temperatura $\Delta t = t_s - t_c$ se requiere asegurar para que, durante la condensación en película del vapor de agua seco y saturado en la superficie de un tubo horizontal cuyo diámetro es $d = 34$ mm, la densidad del flujo calorífico sea $q = 5{,}8 \cdot 10^4$ W/m²? La presión del vapor es $p = 1 \cdot 10^5$ Pa.

Determinar también el valor del coeficiente de traspaso de calor en estas condiciones.

Respuesta

$$\Delta t = 4°\text{C}; \quad \alpha = 14\,500 \text{ W/(m}^2 \cdot °\text{C)}.$$

8-11. En la superficie de un tubo horizontal de latón de diámetro $d_2/d_1 = 20/18$ mm se condensa el vapor de agua seco y saturado cuya presión es $p = 2{,}4 \cdot 10^5$ Pa. Por el interior del tubo corre agua refrigerante. El gasto y la temperatura media del agua son respectivamente, $G_1 = 400$ kg/h y $t_{f1} = 40°$C.

Determinar la cantidad de vapor G_2, en kg/(m·h), que se condensa en 1 m de la superficie del tubo durante el transcurso de 1 h.

Respuesta

$$G_2 = 20{,}8 \text{ kg/(m·h)}$$

Solución

Puesto que los valores de los coeficientes de traspaso de calor por parte del vapor y del agua dependen de las temperaturas de las respectivas superficies del tubo, y estas temperaturas son incógnitas, el cálculo se puede efectuar o bien por el método de las aproximaciones sucesivas, dándose las temperaturas correspondientes, o bien por el método grafoanalítico. Resolvamos el problema por el método grafoanalítico.

Determinemos las magnitudes de los flujos caloríficos relacionados a 1 m del tubo: del de la superficie interior del tubo al agua (q_{l1}, en W/m), del que pasa a través de la pared del tubo (q_{lc}, en W/m) y del que va del vapor condensado a la superficie del tubo (q_{l2}, en W/m), todos ellos en dependencia de las respectivas cargas de temperatura $\Delta t_f = t_{c1} - t_{f1}$; $\Delta t_c = t_{c2} - t_{c1}$ y $\Delta t_2 = t_s - t_{c2}$.

Para la determinación de $q_{l1} = f_1(\Delta t_1)$ nos damos tres valores de Δt_1: 65, 70 y 75°C. Entonces $t_{c1} = \Delta t_1 + t_{f1}$ será igual a 105, 110 y 115°C.

Cuando la temperatura del agua refrigerante es $t_{f1} = 40$°C, $\mu_{f1} = 653 \cdot 10^{-6}$ Pa·s; $\lambda_{f1} = 0{,}653$ W/(m·°C); $Pr_{f1} = 4{,}31$. El número de Reynolds

$$Re_{f1} = \frac{4G_1}{\pi d_1 \mu_{f1}} = \frac{4 \cdot 400}{3{,}14 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 3\,600 \cdot 653 \cdot 10^{-6}} = 1{,}2 \cdot 10^4.$$

El régimen de la corriente del agua refrigerante es turbulento y el coeficiente de traspaso de calor se determina por la fórmula (5-7):

$$Nu_{f1} = 0{,}021\, Re_{f1}^{0{,}8} Pr_{f1}^{0{,}43} \left(\frac{Pr_{f1}}{Pr_c}\right)^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}021\,(1{,}2 \cdot 10^4)^{0{,}8}\,(4{,}31)^{0{,}43} \left(\frac{Pr_{f1}}{Pr_c}\right)^{0{,}25} = 73 \left(\frac{Pr_{f1}}{Pr_c}\right)^{0{,}25}.$$

De aquí que cuando $t_{c1} = 105$°C ($Pr_{c1} = 1{,}67$) hallamos:

$$Nu_{f1} = 73 \left(\frac{4{,}31}{1{,}67}\right)^{0{,}25} = 92{,}5.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha_1 = Nu_{f1} \frac{\lambda_{f1}}{d_1} = 92{,}5 \frac{0{,}635}{18 \cdot 10^{-3}} = 3\,260 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$q_{l1} = \alpha_1 \Delta t_1 \pi d_1 = 3\,260 \cdot 65 \cdot 3{,}14 \cdot 18 \cdot 10^{-3} = 12\,000 \text{ W/m}.$$

Cuando $t_{c1} = 110$°C obtenemos respectivamente:

$$Nu_{f1} = 93{,}5; \quad \alpha_1 = 3\,300 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad q_{l1} = 13\,000 \text{ W/m}.$$

Cuando $t_{c1} = 115$°C $Nu_{f1} = 94{,}8$; $\alpha_1 = 3\,340$ W/(m²·°C); $q_{l1} = 14\,200$ W/m.

La dependencia correspondiente $q_{l1} = f(\Delta t_1)$ se expone en el gráfico de la fig. 8-3.

Puesto que se puede admitir que el coeficiente de conductibilidad térmica del latón $\lambda_c \approx 110$ W/(m·°C) en las condiciones del problema dado no depende de la temperatura, la función $q_{lc} = f(\Delta t_c)$ será lineal:

$$q_{lc} = (t_c - t_{c1}) \frac{2\pi\lambda}{2{,}3 \lg \frac{d_2}{d_1}}.$$

Cuando $\Delta t_c = t_{c2} - t_{c1} = 2$°C

$$q_{lc} = 2 \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 110}{2{,}3 \lg \frac{20}{18}} = 13\,000 \text{ W/m}.$$

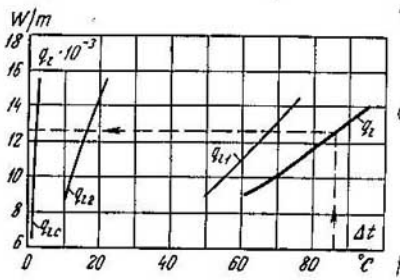

Fig. 8-3. Para el problema 8-11.

La dependencia $q_{lc} = f(\Delta t_c)$ también se expone en la fig. 8-3.

La dependencia $q_{l2} = f(\Delta t_{c2})$ se halla partiendo de la fórmula para el coeficiente de traspaso de calor del vapor que se condensa a la pared del tubo (8-4):

$$\alpha_2 = 3{,}25 \frac{A^{0,75}}{B} \frac{1}{(\pi R_2 \Delta t_2)^{0,25}};$$

entonces el flujo calorífico en 1 m

$$q_{l2} = \alpha_2 \pi d_2 \Delta t_2 = 3{,}25 \frac{A^{0,75}}{B} \frac{2\pi R_2 \Delta t_2}{(\pi R_2 \Delta t_2)^{0,25}}$$

y

$$q_{l2} = 6{,}5 \frac{(\pi A R_2 \Delta t_2)^{0,75}}{B}.$$

Cuando $p = 2{,}4 \cdot 10^5$ Pa $t_s = 126{,}1$°C y, según la tabla 8-1, $A = 77{,}4$ 1/(m·°C); $B = 8{,}15 \cdot 10^{-3}$ m/W. Por consiguiente,

$$q_{l2} = 6{,}5 \frac{(3{,}14 \cdot 77{,}4 \cdot 10^{-2})^{0,75}}{8{,}15 \cdot 10^{-3}} \Delta t_2^{0,75} = 1540 \Delta t_2^{0,75}.$$

Habiéndose dado $\Delta t_2 = 10$, 15 y 20°C obtenemos, respectivamente, $q_{l2} = 8650$, 11 700 y 14 600 W/m. La dependencia $q_{l2} = f(\Delta t_2)$ está también trazada en el gráfico (fig. 8-3).

Para hallar la dependencia existente entre el flujo calorífico y la carga sumaria de temperatura $\Delta t = t_s - t_{f1}$ sumaremos las tres dependencias halladas. La curva resultante $q_l = f(t_s - t_{f1})$ se señala en la fig. 8-3 con una línea más gruesa.

Marcando en el eje de las abscisas el valor dado de la carga total de temperatura $\Delta t = t_s - t_{f1} = 126{,}1 - 40 = 86{,}1$°C y trazando una vertical hasta su intersección con la curva $q_l = f(t_s - t_{f1})$ hallamos en el eje de las ordenadas el valor que buscamos del flujo calorífico (fig. 8-3): $q_l = 12\,600$ W/m.

Cuando $t_s = 126{,}1$°C el calor de vaporización $r = 2185$ kJ/kg, y, por consiguiente, el gasto de condensado

$$G_1 = \frac{q_l}{r} = \frac{1{,}26 \cdot 10^4}{2185 \cdot 10^3}\, 3600 = 20{,}8 \text{ kg/(m·h)}.$$

8-12. Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor α_2 en W/(m²·°C), del vapor de agua que se condensa a la superficie exterior de un tubo horizontal de latón, cuyo diámetro es $d_2/d_1 = 18/16$ mm, las temperaturas t_{c2} y t_{c1} de las superficies exterior e interior de la pared del tubo y la cantidad de vapor G_2 en kg/(m·h) que se condensa en la superficie exterior del tubo.

El vapor es seco, saturado bajo presión $p = 700$ kPa. Por el interior del tubo, a la velocidad $w = 1{,}0$ m/s, corre agua refrigerante con temperatura media $t_{f1} = 30$°C.

Respuesta

$\alpha_2 = 7600$ W/(m²·°C); $t_{c2} \approx 110$°C; $t_{c1} \approx 106$°C; $G_2 = 41$ kg/(m·h).

8-13. ¿Cómo variará la cantidad de vapor que se condensa G_2, en kg/(m·h), en las condiciones del problema 8-12 si aumenta en 2 veces la velocidad del agua refrigerante (desde $w = 1$ m/s hasta $w = 2$ m/s), mientras que todas las demás condiciones se dejan sin variación?

Respuesta

La cantidad de vapor que se condensa aumentará aproximadamente en un 10%;

$$G_2 = 45 \text{ kg/(m·h)}.$$

8-14. En la superficie exterior de un tubo vertical con diámetro $d = 20$ mm y altura $H = 2$ m se condensa vapor de agua seco y saturado a la presión $p = 1 \cdot 10^5$ Pa (fig. 8-4). La temperatura de la superficie del tubo es $t_c = 94{,}5$°C.

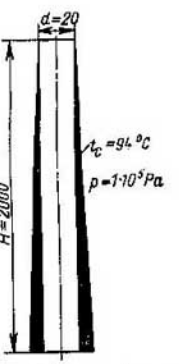

Fig. 8-4. Para el problema 8-14.

Determinar el coeficiente medio de traspaso de calor del vapor al tubo a lo alto de ésta y la cantidad de vapor G, en kg/h, que se condensa en la superficie del tubo.

Comparar los resultados del cálculo con la respuesta al problema 8-4, donde se estudia la termotransferencia en las mismas condiciones para un tubo horizontal.

Respuesta

$$\alpha = 7840 \text{ W/(m²·°C)}; \quad G = 8 \text{ kg/h}.$$

En las mismas condiciones, pero para un tubo horizontal (problema 8-4), $\alpha = 15\,600$ W/(m²·°C); $G = 15{,}9$ kg/h.

Solución

Durante la condensación pelicular del vapor seco saturado y si el régimen de fluencia de la película de condensado por las superficies verticales y por los tubos es laminar, el coeficiente medio de traspaso de calor a lo largo de éstos se puede determinar por la fórmula siguiente [L. 10]:

$$\mathrm{Re} = 3{,}8Z^{0{,}78}, \tag{8-5}$$

donde

$$\mathrm{Re} = \alpha \Delta t H \frac{4}{r\rho\nu};$$

$$Z = \Delta t H \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3} \frac{\lambda}{r\rho\nu}$$

es la longitud reducida del tubo;
H es la altura de la superficie vertical o del tubo.

Las demás designaciones son las mismas que en la fórmula (8-3).

La fórmula es válida para el flujo laminar de la película de condensado, es decir, cuando

$$\mathrm{Re} < 1600$$

y, respectivamente,

$$Z < 2300.$$

Los valores de los complejos de las propiedades físicas que participan en las expresiones para Re y Z

$$\frac{4}{r\rho\nu} = B, \text{ en m/W}$$

y

$$\left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3} \frac{\lambda}{r\rho\nu} = A, \text{ en } 1/(\text{m}\cdot{}^\circ\text{C}),$$

para el caso de condensación del vapor de agua en dependencia de t_s, se exponen en la tabla 8-1.

En el problema que examinamos cuando $p = 1 \cdot 10^5$ Pa $t_s = 99{,}6^\circ$C; por la tabla 8-1 hallamos:

$$A = 51{,}2 \text{ 1/(m}\cdot{}^\circ\text{C)}; \quad B = 6{,}25 \cdot 10^{-3} \text{ m/W};$$

la carga de temperatura es

$$\Delta t = t_s - t_c = 99{,}6 - 94{,}5 = 5{,}1^\circ\text{C};$$

la longitud reducida del tubo es

$$Z = \Delta t H A = 5{,}1 \cdot 2 \cdot 51{,}2 = 522 < 2300.$$

Por consiguiente, el régimen del flujo del condensado en toda la altura del tubo es laminar y el cálculo de la termotransferencia se puede realizar por la fórmula (8-5).

El número

$$\mathrm{Re} = 3{,}8Z^{0{,}78} = 3{,}8\,(522)^{0{,}78} = 500.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = \frac{\mathrm{Re}}{\Delta t H B} = \frac{500}{5{,}1 \cdot 2 \cdot 6{,}25 \cdot 10^{-3}} = 7840 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Cuando $t_s = 99{,}6$ el calor de vaporización es $r = 2258$ kJ/kg, y la cantidad de vapor que se condensa en la superficie del tubo es

$$G = \pi d H \frac{\alpha \Delta t}{r} = 3{,}14 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \frac{7840 \cdot 5{,}1}{2258 \cdot 10^3} = 2{,}22 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

ó

$$G = 2{,}22 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 = 8 \text{ kg/h}.$$

La comparación de los valores obtenidos de α y G con la respuesta al problema 8-4 demuestra que el coeficiente de traspaso de calor y la cantidad de vapor que se condensa serán aproximadamente 2 veces menores que durante la disposición horizontal del tubo.

8-15. En un tubo horizontal de diámetro $d = 16$ mm y longitud $l = 1{,}2$ m tiene lugar la condensación pelicular del vapor de agua seco y saturado a la presión $p = 3$ MPa. La temperatura de la superficie del tubo es $t_c = 227^\circ$C.

¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor del vapor al tubo si éste se sitúa verticalmente, mientras que todas las demás condiciones permanecen sin cambio alguno?

Respuesta

$$\alpha_{\text{vert}} \approx 0{,}55 \alpha_{\text{horiz}}.$$

8-16. Determinar la cantidad de discos evacuadores del condensado, n, que se requiere poner en el tubo vertical en las condiciones del problema 8-15 para que el coeficiente de traspaso de calor durante la disposición vertical sea igual al coeficiente de traspaso de calor para el tubo horizontal ($\alpha_{\text{vert}} = \alpha_{\text{horiz}}$).

Respuesta

$n = 15$ unidades.

8-17. Un intercambiador de calor vapor-agua está fabricado con $n = 218$ tubos de disposición vertical con diámetro $d = 16$ mm y altura $H = 1{,}5$ m.

Por el interior los tubos se enfrían con agua de tal manera que la temperatura media de su superficie exterior es $t_c = 173^\circ$C. El vapor de agua seco y saturado bajo presión $p = 1$ MPa se condensa en la superficie exterior de los tubos.

Determinar el coeficiente de traspaso de calor del vapor a la superficie de los tubos y la cantidad de calor Q, en kW, que se transfiere al agua en el intercambiador de calor.

Respuesta

$$\alpha = 8800 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}; \quad Q = 1 \text{ MW}.$$

8-18. Determinar la altura crítica H_{cr} de los tubos para la cual, en las condiciones del problema 8-17, el flujo laminar de la película de condensado en los extremos inferiores de éstos se convertirá en flujo turbulento.

Respuesta

$$H_{cr} = 2{,}2 \text{ m}.$$

Solución

La transición del flujo laminar de la película de condensado al flujo turbulento transcurre cuando el valor crítico de la longitud reducida es

$$Z_{cr} = (H\Delta t)_{cr} A = 2300.$$

Según las condiciones del problema 8-17 $p = 1$ MPa; $t_s = 173$°C. Para la presión dada $t_s = 179{,}9$°C y $\Delta t = 179{,}9 - 173 = 6{,}9$°C. Por la tabla 8-1 hallamos para $t_s = 179{,}9$°C:

$$A = 149{,}9 \text{ 1/(m·°C)};$$

entonces

$$H_{cr} = \frac{Z_{cr}}{A\Delta t} = \frac{2300}{149{,}9 \cdot 6{,}9} = 2{,}22 \text{ m}.$$

8-19. Determinar hasta qué valor de la carga de temperatura, en las condiciones del problema 8-17, se conservará en toda la altura del tubo el flujo laminar del condensado.

Respuesta

$$\Delta t \leqslant 10{,}2°\text{C}.$$

8-20. En un intercambiador vertical de calor vapor-agua el agua refrigerante que corre por los tubos debe evacuar $Q = 350$ kW de calor.

El vapor de agua seco y saturado bajo presión $p = 1{,}5$ MPa se condensa en la superficie exterior de los tubos.

Determinar la carga de temperatura que se requiere si el intercambiador de calor está construido con $n = 50$ tubos de diámetro $d = 22$ mm y altura $H = 1{,}5$ m.

Respuesta

$$\Delta t = 8°\text{C}.$$

Indicación. Puesto que, de acuerdo a las condiciones del problema, la carga de temperatura es desconocida, es imposible determinar directamente la longitud reducida Z de los tubos y establecer el régimen de fluencia de la película de condensado en la superficie exterior de los tubos del intercambiador de calor. Debido a esto es menester efectuar un cálculo previo, suponiendo que el régimen de fluencia del condensado es laminar en toda la altura de los tubos. Una vez hallado el valor de Δt es necesario comprobar el régimen de fluencia del condensado.

Durante el régimen laminar de fluencia de la película de condensado, por la fórmula (8-5),

$$\mathrm{Re} = 3{,}8\,(H\,\Delta t A)^{0{,}78},$$

donde

$$\mathrm{Re} = \alpha H\,\Delta t B.$$

Teniendo en cuenta que $\alpha\Delta t = Q/F$, donde $F = \pi d H n$, en m^2, obtenemos la siguiente expresión para la carga de temperatura:

$$\Delta t = \left(\frac{QB}{3{,}8\pi dn}\right)^{1/0{,}78} \frac{1}{AH}.$$

8-21. En la superficie exterior de un tubo vertical se condensa vapor de agua seco y saturado. El régimen de fluencia de la película de condensado en toda la altura del tubo es laminar.

Determinar la densidad del flujo calorífico q, en W/m^2, y el flujo calorífico Q, en W, en función de la altura del tubo.

Respuesta

$$q \approx H^{-0{,}22}; \quad Q \approx H^{0{,}78}.$$

8-22. En el tubo vertical de un recalentador de agua se condensa vapor de agua seco y saturado. La presión del vapor es $p = 8{,}6$ MPa. La temperatura de la superficie exterior del tubo es $t_c = 287°C$. La altura del tubo es $H = 1{,}8$ m.

Determinar el coeficiente medio de traspaso de calor del vapor a la pared del tubo.

Respuesta

$$\alpha = 8100 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Solución

Cuando $p = 8{,}6$ MPa $t_s = 300°C$; según la tabla 8-1 hallamos: $A = 354$ 1/(m·°C); $B = 31{,}21 \cdot 10^{-3}$ m/W.

La carga de temperatura es $\Delta t = t_s - t_c = 300 - 287 = 13°C$ y, por consiguiente, la longitud reducida del tubo es

$$Z = \Delta t H A = 13 \cdot 1{,}8 \cdot 354 = 8380 > 2300.$$

Puesto que el valor de la longitud reducida es mayor que el valor crítico el régimen de fluencia de la película de condensado en la parte inferior del tubo es turbulento.

Durante la condensación pelicular del vapor seco saturado, y si el régimen de fluencia de la película de condensado es mixto, el coeficiente medio de traspaso de calor a lo largo del tubo se puede determinar por la fórmula siguiente [L. 10]:

$$\mathrm{Re} = \left[253 + 0{,}069\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0{,}25} \mathrm{Pr}^{0{,}6}\,(Z - 2300)\right]^{4/3}, \qquad (8\text{-}6)$$

donde Pr y Pr_c son los números de Prandtl para el condensado, respectivamente, a temperaturas t_s y t_c. Las demás designaciones son las mismas que en la fórmula (8-5).

La fórmula (8-6) es válida para $Z \geqslant 2300$.

En el problema que examinamos cuando $t_s = 300°C$ $Pr = 0{,}97$; cuando $t_c = 287°C$ $Pr_c = 0{,}921$. Por la fórmula (8-6) tenemos:

$$Re = \left[253 + 0{,}069 \left(\frac{0{,}97}{0{,}921}\right)^{0{,}25} \cdot 0{,}97^{0{,}5} (8380 - 2300)\right]^{4/3} = 5930.$$

Teniendo en cuenta que $Re = \alpha \Delta t H B$ hallamos:

$$\alpha = \frac{Re}{\Delta t H B} = \frac{5930}{13 \cdot 1{,}8 \cdot 31{,}21 \cdot 10^{-3}} = 8100 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

8-23. En un recalentador vertical el agua que se calienta circula por tubos en la superficie exterior de los cuales se condensa vapor de agua seco y saturado a presión $p = 5{,}6$ MPa. La temperatura de la superficie exterior de los tubos es $t_c = 260°C$.

Determinar la cantidad de calor Q, en kW, que se transfiere al agua si el recalentador de agua está fabricado con $n = 112$ tubos de diámetro exterior $d = 16$ mm y altura $H = 2$ m.

Respuesta

$$Q = 1 \text{ MW}.$$

8-24. Determinar la variación del coeficiente medio de traspaso de calor a lo alto de un tubo vertical cuando en éste se condensa vapor de agua seco y saturado.

La presión del vapor es $p = 6$ MPa, la temperatura de la superficie del tubo es $t_c = 265°C$.

Efectuar el cálculo para valores de la altura H iguales a 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3 y 4 m y construir el gráfico de la dependencia $\alpha = f(H)$.

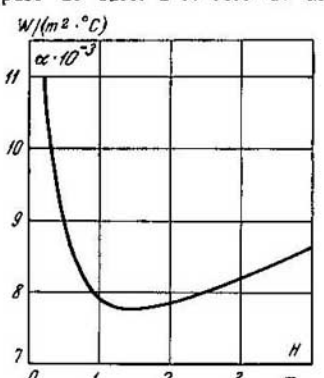

Fig. 8-5. Para el problema 8-24.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen a continuación y también en el gráfico de la fig. 8-5.

H, m	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,25
α, W/(m²·°C)	11 000	9 440	8 600	8 150	7 880	7 780
H, m	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0
α, W/(m²·°C)	7 760	7 800	7 840	8 000	8 200	8630

8-25. Determinar la variación de la cantidad de calor Q, en kW, que se traspasa del vapor a la pared de un tubo vertical en función de la altura de éste, en las condiciones del problema 8-24, si el diámetro del tubo es $d = 22$ mm.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen a continuación y también en el gráfico de la fig. 8-6.

H, m	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,25
Q, kW	1,61	2,76	3,76	4,76	5,76	7,10
H, m	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0
Q, kW	8,53	10,0	11,4	14,6	17,9	25,2

8-26. Determinar el coeficiente de traspaso de calor del vapor al tubo de la fila superior del haz horizontal de tubos del condensador de una turbina de vapor. El tubo tiene el diámetro exterior $d = 18$ mm y la temperatura de su superficie $t_c = 22°C$.

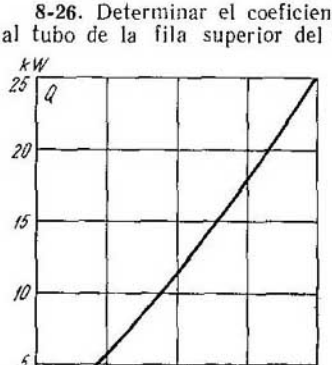

Fig. 8-6. Para el problema 8-25.

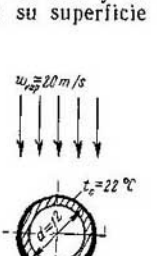

Fig. 8-7. Para el problema 8-26.

En la superficie del tubo se condensa vapor de agua seco y saturado bajo presión $p = 5$ kPa, que fluye de arriba hacia abajo a la velocidad $w_{vap} = 20$ m/s (fig. 8-7).

Comparar el resultado obtenido con el valor del coeficiente de traspaso de calor para el vapor inmóvil.

Respuesta

$$\alpha = 13\,700 \text{ W/(m}^2 \cdot °C); \quad \alpha/\alpha_{inm} = 1,34.$$

Solución

El coeficiente de traspaso de calor durante la condensación del vapor de agua seco y saturado en tubos horizontales, cuando $w_{vap}^2 \rho'' < 1$, puede ser calculado sin tomar en consideración el influjo de la velocidad del movimiento del vapor sobre la termotransferencia, es decir, por la fórmula (8-4).

Cuando los valores $w_{vap}^2 \rho'' > 1$ es menester tener en cuenta el influjo de la velocidad del movimiento del vapor sobre la termo-

transferencia. En este último caso el coeficiente de traspaso de calor puede ser calculado por la fórmula siguiente [L.26]:

$$\frac{\alpha}{\alpha_{inm}} = 28{,}3\Pi^{0{,}08}\,Nu_{inm}^{-0{,}58}, \qquad (8\text{-}7)$$

donde α_{inm} es el valor del coeficiente de traspaso de calor para el vapor inmóvil, que se calcula por la fórmula (8-4):

$$Nu_{inm} = \frac{\alpha_{inm} d}{\lambda};$$

$$\Pi = \frac{w_{vap}^2 \rho'' \alpha_{inm}}{g\rho'\lambda}.$$

Aquí w_{vap} es la velocidad del flujo incidente de vapor; ρ'' es la densidad del vapor a la temperatura t_s; ρ' y λ son, respectivamente, la densidad y el coeficiente de conductibilidad térmica del condensado a la temperatura t_s.

La fórmula (8-7) es válida para las presiones del vapor desde 5 hasta 100 kPa, cargas de temperatura $\Delta t = t_s - t_c$ desde 2 hasta 20°C y $\Pi \leqslant 800$.

En el caso que examinamos cuando $p = 5$ kPa $t_s = 32{,}9$°C. A esta temperatura $\rho'' = 0{,}0354$ kg/m³; $\rho' = 995$ kg/m³; $\lambda = 0{,}623$ W/(m·°C) y $w_{vap}^2 \rho'' = 20^2 \cdot 0{,}0354 = 14{,}2$ kg/(m·s²). Puesto que $w_{vap}^2 \rho'' > 1$ el cálculo se efectúa por la fórmula (8-7).

El coeficiente de traspaso de calor durante la condensación del vapor inmóvil se determina por la fórmula (8-4).

Cuando $t_s = 32{,}9$°C, por la tabla 8-1, hallamos: $A = 8{,}9$ 1/(m·°C); $B = 2{,}20\ 10^{-3}$ m/W; la carga de temperatura $\Delta t = t_s - t_c = 32{,}9 - 22 = 10{,}9$°C y el coeficiente de traspaso de calor del vapor inmóvil

$$\alpha_{inm} = 3{,}25 \frac{A^{0{,}75}}{B} \frac{1}{(\pi R\,\Delta t)^{0{,}25}} = 3{,}25 \frac{(8{,}9)^{0{,}75}}{2{,}2\ 10^{-3}} \times$$

$$\times \frac{1}{(3{,}14 \cdot 9\ 10^{-3} \cdot 10{,}9)^{0{,}25}} = 10\,200 \text{ W/(m}^2\cdot\text{°C)}.$$

Los números Nu_{inm} y Π son

$$Nu_{inm} = \frac{\alpha_{inm} d}{\lambda} = \frac{1{,}02 \cdot 10^4 \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{0{,}623} = 295;$$

$$\Pi = \frac{w_{vap}^2 \rho'' \alpha_{inm}}{g\rho'\lambda} = \frac{20^2 \cdot 0{,}354 \cdot 1{,}02 \cdot 10^4}{9{,}81 \cdot 995 \cdot 0{,}623} = 23{,}7.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\frac{\alpha}{\alpha_{inm}} = 28{,}3\Pi^{0{,}08}\,Nu_{inm}^{-0{,}58} = 28{,}3\,(23{,}7)^{0{,}08}\,(295)^{-0{,}58} = 1{,}34;$$

$$\alpha = 10\,200 \cdot 1{,}34 = 13\,700 \text{ W/(m}^2\cdot\text{°C)}.$$

8-27. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor del vapor al tubo del condensador en las condiciones del problema 8-26 si varía la velocidad del movimiento del vapor desde 10 hasta 40 m/s? Construir el gráfico de la función entre α y w_{vap}.

Respuesta

Cuando $p = \text{const}$ $\alpha \approx w_{vap}^{0,18}$ y, por consiguiente, el coeficiente de traspaso de calor aumenta en un 25%. Los resultados del cálculo se exponen en la fig. 8-8.

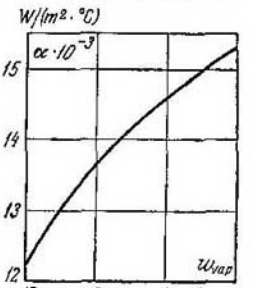

Fig. 8-8. Para el problema 8-27.

8-28. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor del vapor al tubo del condensador en las condiciones del problema 8-26 al variar la presión del vapor desde $0{,}05 \cdot 10^5$ hasta $0{,}5 \cdot 10^5$ Pa si la carga de temperatura ($\Delta t = 10{,}9$°C) y todos los demás datos permanecen sin variación?

Respuesta

El valor del coeficiente de traspaso de calor aumentará en un 37% y, cuando $p = 0{,}5 \cdot 10^5$ Pa, $\alpha = 18\,000$ W/(m²·°C).

8-29. Determinar el coeficiente medio de traspaso de calor del vapor a los tubos de un condensador fabricado en forma de haz de corredor horizontal de tubos compuesto por $n = 14$ filas de éstos en la vertical.

El diámetro exterior de los tubos es $d = 16$ mm. El paso de los tubos en la línea horizontal es $s = 1{,}25d$ (fig. 8-9). La superficie de cambio de calor de todas las filas de tubos es igual en todo el haz.

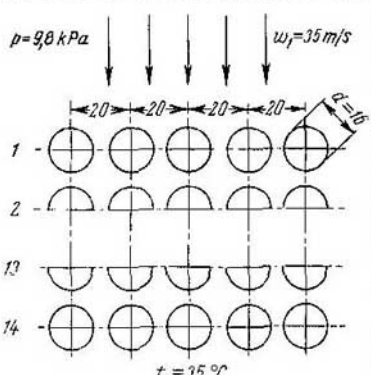

Fig. 8-9. Para el problema 8-29.

En la superficie de los tubos se condensa vapor de agua seco y saturado bajo presión $p = 9{,}8$ kPa que se mueve de arriba hacia abajo. La velocidad del flujo de vapor delante de la fila superior de tubos es $w_1 = 35$ m/s. La temperatura de la superficie de todos los tubos es $t_c = 35$°C.

Durante el cálculo admitir que la presión del vapor y la carga de temperatura son invariables a lo alto del haz.

Respuesta

$\alpha = 13\,700$ W/(m²·°C).

Solución

Durante la condensación del vapor de agua en los haces horizontales de tubos que están contorneados de arriba hacia abajo

por el vapor de agua puro los valores de los coeficientes de traspaso de calor por filas de tubos se pueden determinar mediante la siguiente metodología aproximada [L.26]:

1. Se efectúa el cálculo sucesivo de la cantidad de vapor ΔG_n que se condensa en los tubos de cada fila, el gasto de vapor G_n y el coeficiente de traspaso de calor α'_n por filas. Con esto

$$\Delta G_n = \frac{\alpha'_n F_n \Delta t}{r}, \text{ en kg/s;}$$

$$G_{n+1} = G_n - \Delta G_n, \text{ en kg/s,}$$

donde, de acuerdo a la fórmula (8-7),

$$\frac{\alpha'_n}{\alpha_1} = \left(\frac{w_n}{w_1}\right)^{0,16}; \tag{8-8}$$

F_n es la superficie de cambio de calor de la fila de tubos que se examina; w_1 y w_n son las velocidades del flujo de vapor delante de la primera y n-ésima filas.

2. Se determinan las correcciones para el influjo del escurrimiento del condensado empleando la fórmula

$$\varepsilon_n = \left(\frac{\sum_{i=1}^{n} \Delta G_i}{\Delta G_n}\right)^{-0,07}, \tag{8-9}$$

donde $\sum_{i=1}^{n} \Delta G_i$ es la cantidad total de condensado que escurre por el n-ésimo tubo; ΔG_n es la cantidad de condensado que se forma en el n-ésimo tubo ($i = n$).

3. El valor del coeficiente de traspaso de calor para la n-ésima fila, teniendo en cuenta el influjo de la velocidad del vapor y el escurrimiento del condensado, se determina como

$$\alpha_n = \alpha'_n \varepsilon_n. \tag{8-10}$$

En el problema que examinamos primeramente se determina el coeficiente de traspaso de calor para el vapor inmóvil.

El cálculo se efectúa por la fórmula (8-4).

Cuando $p = 9,8$ kPa $t_s = 45,5$°C.

Por la tabla 8-1 hallamos:

$$A = 13,7 \text{ l/(m·°C)}; \quad B = 2,83 \cdot 10^{-3} \text{ m/W}.$$

La carga de temperatura es $\Delta t = t_s - t_c = 45,5 - 35 = 10,5$°C;

$$\alpha_{1\text{nm}} = 3,25 \frac{A^{0,75}}{B} \frac{1}{(\pi R\, \Delta t)^{0,25}} = 3,25 \frac{(13,7)^{0,75}}{2 \cdot 83 \cdot 10^{-3}} \times$$

$$\times \frac{1}{(3,14 \cdot 0,008 \cdot 10,5)^{0,25}} = 11\,300 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

El cálculo del coeficiente de traspaso de calor para la primera fila del haz, tomando en consideración el influjo de la velocidad del vapor, se efectúa por la fórmula (8-7).

Cuando $t_s = 45{,}5°C$ $\rho'' = 0{,}0668$ kg/m³; $\rho' = 991$ kg/m³; $\lambda = 0{,}645$ W/(m·°C) $r = 2393$ kJ/kg.

$$\mathrm{Nu}_{1nm} = \frac{\alpha_{1nm} d}{\lambda} = \frac{1{,}13 \cdot 10^4 \cdot 1{,}6 \cdot 10^{-2}}{0{,}645} = 281;$$

$$\Pi = \frac{w_1^2 \rho'' \alpha_{1nm}}{g \rho' \lambda} = \frac{35^2 \cdot 0{,}0668 \cdot 1{,}13 \cdot 10^4}{9{,}81 \cdot 991 \cdot 0{,}645} = 147;$$

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_{1nm}} = 28{,}3 \Pi^{0{,}08} \mathrm{Nu}_{1nm}^{-0{,}58} = 28{,}3\,(147)^{0{,}08}\,(281)^{-0{,}58} = 1{,}6,$$

de donde

$$\alpha_1 = 1{,}6 \alpha_{1nm} = 1{,}6 \cdot 11\,300 = 18\,100 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La cantidad de vapor que se condensa en 1 m del tubo de la primera fila es

$$\Delta G_1 = \frac{\alpha_1 \Delta t \pi d}{r} = \frac{1{,}81 \cdot 10^4 \cdot 10{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}6 \cdot 10^{-2}}{2393 \cdot 10^3} = 3{,}98 \cdot 10^{-3} \text{ kg/(m} \cdot s)$$

ó

$$\Delta G_1 = 3{,}98 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 = 14{,}3 \text{ kg/(m} \cdot \text{h)}.$$

El gasto de vapor en 1 m del tubo de la primera fila es $G_1 = w_1 \rho'' s \cdot 3600 = 35 \cdot 0{,}0668 \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}016 \cdot 3600 = 168$ kg/(m·h).

La cantidad de vapor que se condensa en el tubo de la segunda fila, es

$$G_2 = G_1 - \Delta G_1 = 168 - 14{,}3 = 153{,}7 \text{ kg/(m} \cdot \text{h)}.$$

Puesto que, según las condiciones del problema, las características geométricas de todas las filas de tubos son iguales

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{153{,}7}{168} = 0{,}915 \text{ y } w_2 = 0{,}915 \cdot 35 = 32 \text{ m/s}.$$

De acuerdo con la fórmula (8-8)

$$\frac{\alpha_2'}{\alpha_1} = \left(\frac{w_2}{w_1}\right)^{0{,}16} = (0{,}915)^{0{,}16} \approx 0{,}985$$

y, puesto que p, Δt, r y d son constantes en todas las filas,

$$\Delta G_2 = \Delta G_1 \frac{\alpha_2'}{\alpha_1} = 14{,}3 \cdot 0{,}985 = 14{,}1 \text{ kg/(m} \cdot \text{h)}.$$

De manera análoga se calculan los valores ΔG_i, w_i y α_i'/α_i por filas. Los resultados del cálculo se exponen en la tabla que sigue más abajo.

En los valores de los coeficientes de traspaso de calor introducimos la corrección que los disminuye debido al escurrimiento

del condensado:

$$\varepsilon_2 = \left(\frac{\Delta G_1 + \Delta G_2}{\Delta G_2}\right)^{-0,07} = \left(\frac{14,3 + 14,1}{14,1}\right)^{-0,07} = 0,954;$$

$$\alpha_2 = \alpha_2' \varepsilon_2 = \alpha_1 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \varepsilon_2 = 18\,100 \cdot 0,985 \cdot 0,954 = 17\,000 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\varepsilon_3 = \left(\frac{\Delta G_1 + \Delta G_2 + \Delta G_3}{\Delta G_3}\right)^{-0,07} = \left(\frac{14,3 + 14,1 + 13,9}{13,9}\right)^{-0,07} = 0,927$$

y

$$\alpha_3 = 18\,000 \cdot 0,97 \cdot 0,927 = 16\,300 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Los resultados del cálculo sucesivo de los coeficientes de traspaso de calor por filas se exponen en la tabla que sigue.

Nº de la fila	Q, kg/(m·h)	w m/s	$\frac{\alpha_n'}{\alpha_i}$	ΔG, kg/(m·h)	ε	α_i, W/(m²·°C)
1	168	35	1,00	14,3	1,0	18 100
2	153,7	32	0,985	14,1	0,954	17 000
3	139,6	29	0,970	13,9	0,927	16 300
4	125,7	26,1	0,953	13,6	0,910	15 700
5	112,1	23,4	0,936	13,4	0,893	15 100
6	98,7	20,6	0,918	13,1	0,880	14 500
7	85,6	17,8	0,900	12,9	0,870	14 150
8	72,7	15,1	0,875	12,5	0,861	13 550
9	60,2	12,5	0,850	12,1	0,853	13 100
10	48,1	10,0	0,820	11,7	0,845	12 500
11	36,4	7,60	0,785	11,2	0,837	11 850
12	25,2	5,25	0,738	10,5	0,830	11 050
13	14,7	3 06	0,680	9,7	0,822	10 100
14	5,0	1,04	0,625	5,0	0,814	9 200

El coeficiente medio de traspaso de calor para todo el haz de tubos

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^{n} \alpha_i F_i,$$

donde F_i es la superficie de cambio de calor de las filas aisladas de tubos; F es la superficie total de cambio de calor. Puesto que, según las condiciones del problema, las superficies de cambio de calor de todas las filas son iguales tenemos

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \alpha_i.$$

Sumando los valores de α_i que se exponen en la última columna de la tabla y dividiendo esta suma por el número de filas $n = 14$

hallaremos

$$\bar{\alpha} = 13\,700 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

8-30. Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor para un tubo de la quinta (contando desde arriba) fila del condensador examinado en el problema 8-29 si la velocidad del vapor delante de la fila superior de tubos disminuyó en 2 veces, mientras que todas las demás condiciones se conservan sin variación. Determinar también la cantidad de vapor que se condensa en 1 m de este tubo, ΔG, en kg/(m·h).

Comparar los resultados del cálculo con los datos obtenidos en el problema 8-29.

Respuesta

Cuando $w_1 = 35$ m/s $\alpha_5 = 15\,100$ W/(m²·°C) y $\Delta G_5 = 13{,}4$ kg/(m·h).
Cuando $w_1 = 17{,}5$ m/s $\alpha_5 = 12\,450$ W/(m²·°C) y $\Delta G_5 = 11{,}1$ kg/(m·h).

CAPÍTULO NOVENO

Termotransferencia durante la ebullición de un líquido

9-1. Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la superficie exterior del tubo del evaporador al agua hirviente si la carga térmica de la superficie de calentamiento $q = 2 \cdot 10^5$ W/m², el régimen de ebullición es de burbujas y el agua se encuentra bajo presión $p = 2 \cdot 10^5$ Pa.

Respuesta

$$\alpha = 18\,400 \text{ W/(m}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Solución

Durante la ebullición en burbujas de un volumen grande de líquido el coeficiente de traspaso de calor puede ser calculado por la fórmula [L. 11]:

cuando $\text{Re}_* \geqslant 10^{-2}$

$$\text{Nu}_* = 0{,}125\ \text{Re}_*^{0{,}65}\text{Pr}^{1/3}; \qquad (9\text{-}1a)$$

cuando $\text{Re}_* \leqslant 10^{-2}$

$$\text{Nu}_* = 0{,}0625\ \text{Re}_*^{0{,}5}\ \text{Pr}^{1/3}, \qquad (9\text{-}1b)$$

donde

$$\text{Re}_* = \frac{ql_*}{r\rho''\nu};$$

$$\text{Nu}_* = \frac{\alpha l_*}{\lambda};$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a};$$

$$l_* = \frac{c_p\rho'\sigma T_s}{(r\rho'')^2}, \text{ m};$$

ν, c_p, r, λ, a y σ son, respectivamente, el coeficiente cinemático de la viscosidad, el calor específico, el calor de vaporización y los coeficientes de conductibilidad térmica, de conductibilidad de la temperatura y de la tensión superficial del fluido a la temperatura de saturación t_s; ρ' y ρ'' son las densidades del fluido y del vapor a la temperatura t_s; T_s es la temperatura de saturación, en K.

Las fórmulas (9-1a) y (9-1b) son válidas cuando $0{,}86 \leqslant Pr \leqslant 7{,}6$; $10^{-5} \leqslant Re_* \leqslant 10^4$ y las presiones son desde $45 \cdot 10^3$ hasta $175 \cdot 10^5$ Pa.

Para el agua los valores de l_* y $l_*/r\rho''\nu$ en función de la temperatura se exponen en la tabla 9-1.

Tabla 9-1

Valores de l_*, $\frac{l_*}{r\rho''\nu}$ y $\frac{\lambda}{r\rho''\nu}$ en las fórmulas (9-1) y (9-2)

t_s, °C	$l_* \cdot 10^6$, m	$\frac{l_*}{r\rho''\nu} 10^6$ m²/W	$\frac{\lambda}{r\rho''\nu} 10^3$ 1/°C	t_s, °C	$l_* \cdot 10^6$, m	$\frac{l_*}{r\rho''\nu} 10^6$ m²/W	$\frac{\lambda}{r\rho''\nu} 10^3$ 1/°C
30	16 450	276 870	1 040	190	0,450	0,216	32,2
40	5 950	73 345	782	200	0,296	0,123	27,5
50	2 305	20 894	587	210	0,200	0,0718	23,5
60	960	6 543	450	220	0,136	0,0426	20,2
70	423	2 201	347	230	0,0938	0,0254	17,3
80	197	798	273	240	0,0646	0,0155	15,1
90	96,0	304	216	250	0,0451	0,00989	13,6
100	48,7	122,4	172	260	0,0318	0,00593	11,4
110	25,9	51,8	138	270	0,0224	0,00373	9,80
120	14,2	22,8	110	280	0,0158	0,00243	8,80
130	8,05	10,7	96,0	290	0,0114	0,00153	7,47
140	4,70	5,13	75,0	300	0,00800	0,000911	6,16
150	2,82	2,58	60,5	310	0,00565	0,000609	5,64
160	1,73	1,33	52,6	320	0,00398	0,000388	4,93
170	1,08	0,710	44,5	330	0,00278	0,000249	4,34
180	0,715	0,396	37,5	340	0,00192	0,000158	3,77
				350	0,00126	0,0000989	3,36

En el caso que examinamos, cuando $p = 2 \cdot 10^5$ Pa, la temperatura de saturación es $t_s = 120{,}2$°C; $\lambda = 0{,}686$ W/(m·°C); $Pr = 1{,}47$. Por la tabla 9-1 hallamos:

$$l_* = 14{,}08 \cdot 10^{-6} \text{ m} \quad \text{y} \quad l_*/r\rho''\nu = 22{,}56 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{W}.$$

El número

$$Re_* = \frac{ql_*}{r\rho''\nu} = 2 \cdot 10^5 \cdot 22{,}56 \cdot 10^{-6} = 4{,}51.$$

Puesto que $Re_* > 10^{-2}$ el cálculo se efectúa por la fórmula (9-1a). Sustituyendo en esta fórmula los valores de Re_* y Pr hallaremos:

$$Nu_* = 0{,}125\,(4{,}51)^{0{,}65}\,(1{,}47)^{1/3} = 0{,}378.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = Nu_* \frac{\lambda}{l_*} = 0{,}378\,\frac{0{,}686}{14{,}08 \cdot 10^{-6}} = 18\,400 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

9-2. Resolver el problema 9-1 si el agua se encuentra bajo la presión p igual a 1; 2,5 y 5 MPa. Determinar también la diferencia de temperaturas entre la superficie de caldeo y el agua hirviente, $\Delta t = t_c - t_s$, a estas presiones.

Respuesta

Cuando $p = 1$ MPa $\alpha = 22\,600$ W/(m²·°C) y $\Delta t \approx 8{,}9°$ C;
cuando $p = 2{,}5$ MPa $\alpha = 27\,400$ W/(m²·°C) y $\Delta t \approx 7{,}3°$C;
cuando $p = 5$ MPa $\alpha = 40\,400$ W/(m²·°C) y $\Delta t \approx 5°$C.

9-3. Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la superficie exterior del tubo del evaporador examinado en el problema 9-1 si la carga térmica es $q = 3 \cdot 10^5$ y $4 \cdot 10^5$ W/m², mientras que todas las demás condiciones se mantienen sin variación.

Respuesta

Cuando $q = 3 \cdot 10^5$ W/m² $\alpha = 24\,200$ W/(m²·°C);
cuando $q = 4 \cdot 10^5$ W/m² $\alpha = 29\,000$ W/(m²·°C).

9-4. Deducir fórmulas para la termotransferencia durante la ebullición en burbujas de un volumen grande de líquido de tal manera que en dichas fórmulas el número Nu_* sea función de la carga de temperatura.

Indicación. Para obtener dichas dependencias en las fórmulas (9-1a) y (9-1b) se debe sustituir q por $\alpha\Delta t$. Por ejemplo, escribiendo la fórmula (9-1b) en la forma

$$\frac{\alpha l_*}{\lambda} = 0{,}0625 \left(\frac{q l_*}{r \rho'' \nu} \right)^{0,5} \mathrm{Pr}^{1/3}$$

y utilizando la igualdad $q = \alpha \Delta t$ obtendremos:

$$\frac{\alpha l_*}{\lambda} = 0{,}0625 \left(\frac{\alpha \Delta t l_*}{r \rho'' \nu} \right)^{0,5} \mathrm{Pr}^{1/3},$$

de donde

$$(\alpha l_*)^{0,5} = 0{,}0625 \lambda \left(\frac{\Delta t}{r \rho'' \nu} \right)^{0,5} \mathrm{Pr}^{1/3}$$

y

$$\frac{\alpha l_*}{\lambda} = (0{,}0625)^2 \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' \nu} \right) \mathrm{Pr}^{2/3}.$$

Por consiguiente, la fórmula (9-1b) adquiere el aspecto:

$$\mathrm{Nu}_* = 3{,}91 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' \nu} \right) \mathrm{Pr}^{2/3}.$$

De manera análoga se puede transformar la fórmula (9-1a) y hallar los límites de aplicación de estas fórmulas.

Respuesta

Cuando $\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\Pr^{1/3} \geqslant 1{,}6$

$$\mathrm{Nu}_* = 2{,}63\cdot 10^{-3}\left(\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\right)^{1{,}86}\Pr^{0{,}952}; \qquad (9\text{-}2a)$$

cuando $\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\Pr^{1/3} \leqslant 1{,}6$

$$\mathrm{Nu}_* = 3{,}91\cdot 10^{-3}\left(\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\right)\Pr^{2/3}. \qquad (9\text{-}2b)$$

Las fórmulas (9-2a) y (9-2b) son aplicables en los mismos límites de los números Pr, Re_* y presiones que las (9-1a) y (9-1b), y si

$$0{,}05 \leqslant \frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\Pr^{1/3} \leqslant 200.$$

En la tabla 9-1 se exponen los valores del complejo $\lambda/r\rho''\nu$, en 1/°C, para el agua en función de la temperatura.

9-5. Determinar la carga térmica de la superficie de caldeo de un generador de vapor durante la ebullición en burbujas de un volumen grande de agua si ésta se encuentra bajo la presión $p = 6{,}2\cdot 10^5$ Pa y la temperatura de la superficie de caldeo es $t_c = 175$°C.

Respuesta

$$q = 790 \text{ kW/m}^2.$$

Solución

Cuando $p = 6{,}2\cdot 10^5$ Pa $\quad t_s = 160$°C; $\quad \Pr = 1{,}1$;
$\lambda = 0{,}683$ W/(m·°C); según tabla 9-1 hallamos:

$$\lambda/r\rho''\nu = 0{,}526 \text{ 1/°C}; \qquad l_* = 1{,}73\cdot 10^{-6} \text{ m}.$$

La carga de temperatura es $\Delta t = t_c - t_s = 175 - 160 = 15$°C, entonces

$$\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu} = 0{,}526\cdot 15 = 7{,}9$$

$$\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\Pr^{1/3} = 7{,}9\,(1{,}1)^{1/3} = 8{,}15.$$

Puesto que

$$\frac{\lambda\Delta t}{r\rho''\nu}\Pr^{1/3} > 1{,}6,$$

el cálculo se efectúa por la fórmula (9-2a):

$$\mathrm{Nu}_* = 2{,}63\cdot 10^{-3}\,(7{,}9)^{1{,}86}\,(1{,}1)^{0{,}952} = 0{,}134.$$

El coeficiente de traspaso de calor y la carga térmica son

$$\alpha = \mathrm{Nu}_* \frac{\lambda}{l_*} = 0{,}134 \frac{0{,}683}{1{,}73 \cdot 10^{-6}} = 52\,800 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$$

y

$$q = \alpha \Delta t = 52\,800 \cdot 15 = 7{,}9 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

9-6. Determinar el coeficiente de traspaso de calor de la superficie exterior del tubo de un generador de vapor al agua hirviente, que se encuentra bajo la presión $p = 4{,}7$ MPa, cuando las temperaturas de la superficie del tubo t_c son 265, 270, 275°C. Determinar también las magnitudes de la densidad del flujo calorífico en estas condiciones.

Respuesta

Cuando $t_c = 265$°C $\alpha = 38\,400$ W/(m^2·°C) y $q = 192$ kW/m^2;
cuando $t_c = 270$°C $\alpha = 76\,800$ W/(m^2·°C) y $q = 768$ kW/m^2;
cuando $t_c = 275$°C $\alpha = 123\,000$ W/(m^2·°C) y $q = 1\,850$ kW/m^2.

9-7. Determinar la carga térmica crítica durante la ebullición de un volumen grande de agua bajo presión $p = 1 \cdot 10^5$ Pa.

Respuesta

$$q_{cr} = 1{,}4 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2.$$

Solución

La carga térmica crítica durante la ebullición de un volumen grande de líquido puede ser calculada por la fórmula [L. 11]

$$\mathrm{Re}_{*cr} = 68\ \mathrm{Ar}_*^{1/9} \mathrm{Pr}^{-1/3}, \qquad (9\text{-}3)$$

donde

$$\mathrm{Re}_{*cr} = \frac{q_{cr} l_*}{r \rho'' \nu};$$

$$\mathrm{Ar}_* = g \frac{l_*^3}{\nu^2} \frac{\rho' - \rho''}{\rho'}.$$

Las designaciones de todas las magnitudes son las mismas que en las fórmulas (9-1) y (9-2). La fórmula es válida cuando $0{,}86 \leqslant \mathrm{Pr} \leqslant 13{,}1$ y para presiones $1 \cdot 10^5 \leqslant p \leqslant 185 \cdot 10^5$ Pa.

En el caso que examinamos
cuando $p = 1 \cdot 10^5$ Pa $t_s = 99{,}6$°C; $\nu = 0{,}296 \cdot 10^{-6}$ m^2/s;

$$\mathrm{Pr} = 1{,}76; \quad \rho' = 960 \text{ kg/m}^3; \quad \rho'' = 0{,}59 \text{ kg/m}^3.$$

Por la tabla 9-1 hallamos:

$$l_* = 50{,}6 \cdot 10^{-6} \text{ m}; \quad \frac{l_*}{r \rho'' \nu} = 130 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{W}.$$

El número de Arquímedes

$$\mathrm{Ar}_* = g \frac{l_*}{\nu^2} \frac{\rho' - \rho''}{\rho'} = 9{,}81 \frac{(5{,}06 \cdot 10^{-6})^3}{(2{,}96 \cdot 10^{-3})^2} \frac{960 - 0{,}59}{960} = 14{,}4.$$

Por la fórmula 9-3 hallamos:

$$Re_{*cr} = 68Ar_*^{4/9}Pr^{-1/3} = 68\,(14{,}4)^{4/9}\,(1{,}76)^{-1/3} = 184$$

y

$$q_{cr} = Re_{*cr}\frac{r\rho''\nu}{l_*} = 184\,\frac{1}{130\cdot 10^{-6}} = 1{,}41\cdot 10^6\ \text{W/m}^2.$$

9-8. Determinar la carga térmica crítica durante la ebullición de un volumen grande de agua si ésta se encuentra bajo presión $p = 7{,}5$ y 15 MPa. Comparar los resultados del cálculo con la respuesta al problema 9-7.

Respuesta

Cuando $p = 1\cdot 10^5$ Pa $q_{cr} = 1{,}4\cdot 10^6$ W/m^2; cuando $p = 75\cdot 10^5$ Pa $q_{cr} = 4{,}1\cdot 10^6$ W/m^2; cuando $p = 150\cdot 10^5$ Pa $q_{cr} = 3\cdot 10^6$ W/m^2.

9-9. Calcular (con aproximación) el valor máximo del coeficiente de traspaso de calor durante la ebullición en burbujas del agua en gran volumen si las presiones de ésta, respectivamente, son iguales a $1\cdot 10^5$ y $75\cdot 10^5$ Pa.

Determinar también las temperaturas de la superficie de caldeo durante las cuales, para las presiones indicadas, comienza el régimen pelicular de ebullición.

Observación. Al determinar la carga crítica de temperatura $\Delta t_{cr} = (t_c - t_s)_{cr}$ se puede hacer uso de las respuestas a los problemas 9-7 y 9-8. El valor de α_{cr} se puede apreciar por las fórmulas (9-1a) y (9-1b).

Respuesta

Cuando $p = 1\cdot 10^5$ Pa $\alpha_{cr} \approx 60\,000$ W/(m$^2\cdot$°C); $\Delta t_{cr} \approx 23$°C y $t_c \approx 123$°C.

Cuando $p = 75\cdot 10^5$ Pa $\alpha_{cr} \approx 2{,}4\cdot 10^5$ W/(m$^2\cdot$°C); $\Delta t_{cr} \approx 17$°C y $t_c \approx 307$°C.

9-10. En la superficie de un tubo con diámetro exterior $d = 38$ mm y longitud $l = 0{,}5$ m hierve agua bajo la presión $p = 4{,}9\cdot 10^5$ Pa. Por la parte interior el tubo se calienta mediante un calentador eléctrico. La potencia que se gasta para el calentamiento es $W = 7$ kW.

Determinar la temperatura de la superficie exterior del tubo.

Respuesta

$$t_c = 159\text{°C}.$$

9-11. Determinar la superficie de caldeo que se requiere para un generador de vapor con rendimiento $G = 4$ t/h a la presión $p = 15{,}7\cdot 10^5$ Pa. La carga supuesta de temperatura

$$\Delta t = t_c - t_s = 10\text{°C}.$$

Respuesta

$$F = 6 \text{ m}^2.$$

9-12. ¿Qué carga de temperatura se requiere asegurar en las condiciones del problema 9-11 para que, con la misma superficie de caldeo $F = 6$ m², aumente en 2,5 veces el rendimiento del generador de vapor?

Respuesta

$\Delta t = 13{,}8$°C. El incremento de la carga de temperatura desde 10 hasta 13,8°C conduce al crecimiento de la potencia de vaporización desde 4 hasta 10 t/h.

9-13. En la superficie exterior de un tubo hierve agua bajo la presión $p = 3{,}3$ MPa. La densidad del flujo calorífico en la superficie del tubo es $q = 1{,}75 \cdot 10^5$ W/m².

Determinar la temperatura de la superficie del tubo: a) si la superficie está limpia; b) si la superficie está cubierta de una película de óxido cuya resistencia térmica es $R = 7{,}75$°C·m²/W. Durante el cálculo admitir que, a cuenta de la rugosidad de la película de óxido, el coeficiente de traspaso de calor en su superficie aumenta en 2,5 veces en comparación con la ebullición en la superficie limpia [L. 8]

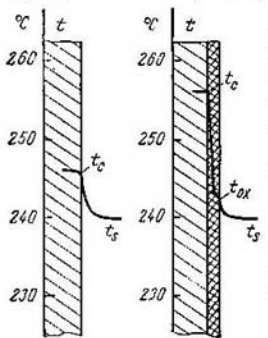

Fig. 9-1. Para el problema 9-13.

Respuesta

Durante la ebullición la temperatura en la superficie limpia es $t_c = 245$°C. Cuando existe la película de óxido $t_c \approx 255$°C. Las correspondientes distribuciones de las temperaturas se exponen en la fig. 9-1.

Solución

a) Si la superficie del tubo está limpia la diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido en ebullición es $t_c - t_s = q/\alpha$ y el coeficiente de traspaso de calor, que entra en esta relación, se determina por la fórmula (9-1a) ó (9-1b).

Cuando $p = 3{,}3$ MPa $t_s = 239{,}2$°C y $l_* = 0{,}0699 \cdot 10^{-6}$ m; $l_*/r\rho''v = 0{,}0163 \cdot 10^{-6}$ m²/W; $\lambda = 0{,}629$ W/(m·°C); $\text{Pr} = 0{,}87$.

El número

$$\text{Pe}_* = \frac{ql_*}{r\rho''v} = 1{,}74 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0163 \cdot 10^{-6} = 2{,}86 \cdot 10^{-3}.$$

Puesto que $\text{Re}_* < 10^{-2}$ el número Nu_* se determina por (9-1b): $\text{Nu}_* = 0{,}0625\ \text{Re}_*^{0,5}\ \text{Pr}^{1/3} = 0{,}0625\ (2{,}86 \cdot 10^{-3})^{0,5}\ (0{,}87)^{1/3} = 3{,}19 \cdot 10^{-3}$.

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha = \mathrm{Nu}_* \frac{\lambda}{l_*} = 3{,}19 \cdot 10^{-3} \frac{0{,}629}{0{,}0669 \cdot 10^{-6}} = 3 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

y la carga de temperatura que buscamos es

$$t_c - t_s = \frac{q}{\alpha} = \frac{1{,}75 \cdot 10^5}{3 \cdot 10^4} = 5{,}83\text{°C}.$$

de donde

$$t_c = 5{,}83 + 239{,}2 \approx 245\text{°C}.$$

b) Teniendo en cuenta la resistencia térmica complementaria de la película de óxido $t_c - t_s = q/k$, donde, admitiendo con aproximación como para una pared plana que

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'} + R},$$

y utilizando las condiciones del problema $\alpha' = 2{,}5\alpha = 2{,}5 \cdot 3{,}10^4 = 7{,}5 \cdot 10^4$ W/(m^2 · °C), obtenemos:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7{,}5 \cdot 10^4} + 7{,}75 \cdot 10^{-6}} \approx 1{,}1 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)},$$

$$t_c - t_s = \frac{q}{k} = \frac{1{,}75 \cdot 10^5}{1{,}1 \cdot 10^4} = 15\text{°C}$$

y

$$t_c = 15{,}9 + 239{,}2 \approx 255\text{°C}.$$

9-14. Resolver el problema 9-13 si la densidad del flujo calorífico en la superficie del tubo aumentó en 2 veces ($q = 3{,}5 \cdot 10^5$ W/m^2), mientras que todos los demás datos permanecen sin variación.

Respuesta

Durante la ebullición la carga de temperatura en la superficie limpia aumentará en $\sqrt{2}$ veces y $t_c \approx 247{,}4$°C.
Cuando existe la película de óxido $t_c = 270$°C.

9-15. Por un tubo cuyo diámetro interior es $d = 18$ mm corre agua hirviente a la velocidad $w = 1$ m/s. El agua se encuentra bajo la presión $p = 8 \cdot 10^5$ Pa.
Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor de la pared al agua hirviente si la temperatura de la superficie interna del tubo es $t_c = 173$°C.

Respuesta

$$\alpha = \alpha_w = 8040 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Solución

Durante el movimiento forzado de un fluido hirviente por tubos en las condiciones en que el fluido se calentó hasta la temperatura de saturación el coeficiente de traspaso de calor puede ser calculado por las fórmulas siguientes [L. 11]:

cuando $\frac{\alpha_{eb}}{\alpha_w} \leqslant 0{,}5$

$$\alpha = \alpha_w; \tag{9-4a}$$

cuando $\frac{\alpha_{eb}}{\alpha_w} \geqslant 2$

$$\alpha = \alpha_{eb}; \tag{9-4b}$$

cuando $0{,}5 \leqslant \frac{\alpha_{eb}}{\alpha_w} \leqslant 2$

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_{eb}}{5\alpha_w - \alpha_{eb}}, \tag{9-4c}$$

donde α es el coeficiente de traspaso de calor durante el movimiento forzado del fluido hirviente por tubos; α_{eb} es el coeficiente de traspaso de calor durante la ebullición desarrollada de burbujas en gran volumen, coeficiente que se determina por las fórmulas (9-1) ó (9-2); α_w es el coeficiente de traspaso de calor durante el movimiento turbulento de un fluido monofásico por tubos, que se determina por la fórmula (5-7).

Las fórmulas (9-4a)—(9-4c) son válidas para el agua a presiones $1 \cdot 10^5$ hasta $86 \cdot 10^5$ Pa, velocidades desde 0,2 hasta 6,7 m/s y contenido volumétrico de vapor $\beta < 70\%$.

Determinamos el valor del coeficiente de traspaso de calor durante el movimiento de un fluido monofásico α_w. Cuando $p = 8 \cdot 10^5$ Pa, $t_s = 170{,}4$°C; $\nu_f = 0{,}181 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_f = 0{,}679$ W/(m·°C); $Pr_f = 1{,}05$.

Cuando $t_c = 173$°C, $Pr_c = 1{,}04$.

El número

$$Re_f = \frac{wd}{\nu_f} = \frac{1 \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{0{,}181 \cdot 10^{-6}} = 99\,400.$$

Por la fórmula (5-7) hallamos:

$$Nu_f = 0{,}021\, Re_f^{0{,}8}\, Pr_f^{0{,}43}\, (Pr_f/Pr_c)^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}021\, (9{,}94 \cdot 10^4)^{0{,}8} \cdot (1{,}05)^{0{,}43} \left(\frac{1{,}05}{1{,}04}\right)^{0{,}25} = 213;$$

por consiguiente, el coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha_w = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = 213\, \frac{0{,}679}{18 \cdot 10^{-3}} = 8\,040 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Determinamos el valor del coeficiente de traspaso de calor durante la ebullición de burbujas en gran volumen α_{eb}.

Cuando $t_s = 170{,}4°C$ por la tabla 9-1 hallamos:

$$l_* = 1{,}07 \cdot 10^{-6} \text{ m};$$

$$\frac{\lambda}{r\rho''\nu} = 44{,}2 \cdot 10^{-2} \text{ 1/°C};$$

$$\Delta t = t_c - t_s = 173 - 170{,}4 = 2{,}6°C;$$

$$\frac{\lambda \Delta t}{r\rho''\nu} = 44{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 2{,}6 = 1{,}15;$$

$$\frac{\lambda \Delta t}{r\rho''\nu} \Pr^{1/3} = 1{,}15\,(1{,}05)^{1/3} = 1{,}17 < 1{,}6$$

y el cálculo se realiza por la fórmula (9-2b):

$$\mathrm{Nu}_* = 3{,}91 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda \Delta t}{r\rho''\nu}\right) \Pr^{2/3} =$$

$$= 3{,}91 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}15\,(1{,}05)^{2/3} = 4{,}67 \cdot 10^{-3}.$$

El coeficiente de traspaso de calor es

$$\alpha_{eb} = \mathrm{Nu}_* \frac{\lambda}{l_*} = 4{,}67 \cdot 10^{-3} \frac{0{,}679}{1{,}07 \cdot 10^{-6}} = 2\,960 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Determinamos la relación de los coeficientes de traspaso de calor α_{eb}/α_w:

$$\frac{\alpha_{eb}}{\alpha_w} = \frac{2.960}{8\,040} = 0{,}368.$$

Puesto que $\alpha_{eb}/\alpha_w < 0{,}5$ y, de acuerdo con (9-4a), la intensidad del intercambio de calor queda determinada completamente por el movimiento forzado y $\alpha = \alpha_w = 8\,040$ W/(m^2·°C).

9-16. Determinar el valor del coeficiente de traspaso de calor durante el movimiento del agua hirviente por un tubo en las condiciones del problema 9-15 si las temperaturas de la superficie interna de la pared del tubo son, respectivamente, $t_c = 175$ y 180°C.

Respuesta

Cuando $t_c = 175°C$, $\alpha = 9\,150$ W/(m^2·°C);
Cuando $t_c = 180°C$, $\alpha = 25\,200$ W/(m^2·°C);

Solución

a) $t_c = 175°C$. Para diferentes temperaturas de la pared, durante el movimiento del fluido monofásico, el coeficiente de traspaso de calor varía solamente a cuenta de la variación de las propiedades del fluido por la sección del flujo, lo que se toma en consideración mediante la corrección $(\Pr_f/\Pr_c)^{0.25}$. Cuando $t_c = 175°C$, $\Pr_c = 1{,}03$ e, igual que en las condiciones del problema 9-15, $(\Pr_f/\Pr_c)^{0.25} \approx 1$. De la solución del problema 9-15 tenemos:

$$\alpha_w = 8\,040 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Determinamos el valor del coeficiente de traspaso de calor durante la ebullición de burbujas en gran volumen:

$$\Delta t = t_c - t_s = 175 - 170{,}4 = 4{,}6°C;$$
$$\frac{\lambda \Delta t}{r\rho''\nu} = 4{,}6 \cdot 44{,}2 \cdot 10^{-2} = 2{,}03.$$

Puesto que $\frac{\lambda \Delta t}{r\rho''\nu} > 1{,}6$ el cálculo se efectúa por la fórmula (9-2a):

$$Nu_* = 2{,}63 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda \Delta t}{r\rho''\nu}\right)^{1{,}86} Pr^{0{,}952} =$$
$$= 2{,}63 \cdot 10^{-3} (2{,}03)^{1{,}86} (1{,}05)^{0{,}952} =$$
$$= 1{,}017 \cdot 10^{-2};$$
$$\alpha_{eb} = Nu_* \frac{\lambda}{l_*} = 1{,}017 \cdot 10^{-2} \frac{0{,}679}{1{,}07 \cdot 10^{-6}} =$$
$$= 6\,450 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La relación

$$\frac{\alpha_{eb}}{\alpha_w} = \frac{6\,450}{8\,040} = 0{,}8.$$

Ya que $0{,}5 < \alpha_{eb}/\alpha_w < 2$, de acuerdo a (9-4c), la intensidad del intercambio de calor queda determinado tanto por el movimiento forzado del fluido como por el proceso de ebullición y

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_{eb}}{5\alpha_w - \alpha_{eb}} = \frac{4 + 0{,}8}{5 - 0{,}8} = 1{,}14;$$

por consiguiente, $\alpha = 1{,}14\ \alpha_w = 1{,}14 \cdot 8\,040 = 9\,150$ W/(m^2·°C).

b) Cuando $t_c = 180°C$, $Pr_c = 1{,}00$ e, igual que en el caso "a", se puede admitir que:

$$\alpha_w = 8\,040 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Determinamos el valor del coeficiente de traspaso de calor durante la ebullición de burbujas en gran volumen

$$\Delta t = t_c - t_s = 180 - 170{,}4 = 9{,}6°C \text{ y,}$$

como en el caso "a",

$$\frac{\lambda \Delta t}{r\rho''\nu} Pr^{1/3} > 1{,}6.$$

por lo que

$$\alpha_{eb} = \alpha_{eb,a} \left(\frac{\Delta t_b}{\Delta t_a}\right)^{1{,}86} = 6450 \left(\frac{9{,}6}{4{,}6}\right)^{1{,}86} = 25\,200 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La relación

$$\frac{\alpha_{eb}}{\alpha_w} = \frac{25\,200}{8\,040} \approx 3{,}14 > 2.$$

De acuerdo a (9-4b) la intensidad del intercambio de calor en este caso se determina totalmente por el proceso de ebullición y

$$\alpha = \alpha_{eb} = 25\,200 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

9-17. Por un tubo cuyo diámetro interior es $d = 38$ mm corre agua hirviente a la velocidad $w = 1$ m/s. El agua se encuentra bajo la presión $p = 2{,}8$ MPa.

Determinar la carga térmica q, en W/m², y el coeficiente de traspaso de calor de la pared al agua hirviente si la temperatura de la superficie interna del tubo es $t_c = 236{,}9$°C.

Respuesta

$$q = 2 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2, \quad \alpha = \alpha_{eb} = 2{,}9 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

9-18. Determinar la temperatura t_c de la superficie interior del tubo por el que corre agua hirviente si la carga térmica de la superficie es $q = 4{,}5 \cdot 10^5$ W/m², la velocidad y la presión del agua son, respectivamente, $w = 4$ m/s y $p = 1{,}57$ MPa y el diámetro interior del tubo es $d = 12$ mm.

Respuesta

$$\Delta t = 10\text{°C}; \quad t_c = 210{,}4\text{°C}.$$

9-19. Determinar el coeficiente de traspaso de calor y la temperatura de la superficie interior del tubo durante la ebullición del agua en un tubo de diámetro $d = 38$ mm si la densidad del flujo calorífico es $q = 2 \cdot 10^5$ W/m² y la velocidad y la presión del agua son, respectivamente, $w = 1$ m/s y $p = 2{,}8$ MPa.

Respuesta

$$\alpha = 29\,000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}; \quad t_c = 237\text{°C}.$$

9-20. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor durante la ebullición del agua en un tubo de diámetro $d = 20$ mm al elevar la carga térmica de la superficie de calentamiento desde $q = 5 \cdot 10^4$ hasta $q = 1 \cdot 10^5$ W/m² si la velocidad del movimiento del agua $w = 5$ m/s y la presión $p = 2 \cdot 10^5$ Pa?

Respuesta

El coeficiente de traspaso de calor no variará. En ambos casos $\alpha = 25\,600$ W/(m² · °C).

9-21. Determinar el valor de la densidad del flujo calorífico con el que, en las condiciones del problema 9-20, el proceso de ebullición del fluido comenzará a ejercer influencia sobre la intensidad del intercambio de calor.

Respuesta

$$q = 1{,}15 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

9-22. ¿Cómo variará el coeficiente de traspaso de calor durante la ebullición del agua en un tubo de diámetro $d = 38$ mm al ele-

var la velocidad de ésta desde $w = 0{,}3$ m/s hasta $w = 3$ m/s si la carga térmica de la superficie de calentamiento es $q = 2{,}5 \cdot 10^5$ W/m² y la presión del agua es $p = 7{,}5$ MPa?

Respuesta

El coeficiente de traspaso de calor no variará. En ambos casos $\alpha = 60\,000$ W/(m²·°C).

9-23. Determinar la velocidad del movimiento del agua durante la cual, en las condiciones del problema 9-22, el movimiento forzado comenzará a ejercer influencia sobre la intensidad del intercambio de calor.

Respuesta

$w = 6$ m/s.

CAPÍTULO DÉCIMO

Intercambio de calor por radiación entre cuerpos sólidos separados por ambiente transparente

10-1. Determinar el poder emisivo de la superficie del Sol si se conoce que su temperatura es igual a 5 700°C y las condiciones de radiación se aproximan a la radiación de un cuerpo absolutamente negro. Calcular también la longitud de la onda con la que se observará el máximo de intensidad espectral de radiación y la cantidad total de energía radiante que emite el Sol en la unidad de tiempo si se puede admitir que el diámetro del Sol es igual a $1{,}391 \cdot 10^9$ m.

Respuesta

$E_0 = 72{,}2 \cdot 10^6$ W/m²; $\lambda_{máx} = 0{,}485\mu$ m; $Q = 4{,}38 \cdot 10^{26}$ W.

10-2. La superficie de un artículo de acero tiene la temperatura $t_c = 727$°C y el grado de negrura $\varepsilon_{ac} = 0{,}7$. Se puede considerar que la superficie radiante es gris.

Calcular la densidad de la radiación característica de la superficie del artículo y la longitud de la onda que corresponderá al valor máximo de la intensidad espectral de radiación.

Respuesta

$E = 3{,}97 \cdot 10^4$ W/m²; $\lambda_{máx} = 2{,}898\mu$ m.

10-3. Hallar el valor máximo de la intensidad espectral de radiación para las condiciones de los problemas 10-1 y 10-2.

Respuesta

$J_{0\lambda_{máx}} 9{,}94 \cdot 10^{13}$ W/m³; $J_{\lambda_{máx}} = 9{,}15 \cdot 10^9$ W/m³.

10-4. Determinar cuál será la parte de radiación incidente de una fuente absolutamente negra que quedará reflejada por una superficie pulida de aluminio a la temperatura $t = 250$°C si se conoce que a esta temperatura el poder emisivo de la superficie es $E = 170$ W/m². La temperatura de la fuente de radiación negra es la misma que la temperatura de la superficie de aluminio.

Respuesta

$R = 0{,}96$.

10-5. La temperatura de un cuerpo que se puede considerar gris es igual a 827°C. A esta temperatura el valor máximo de la intensidad espectral de radiación es

$$J_{\lambda_{máx}} = 1{,}37 \cdot 10^{10}\ \text{W/m}^3.$$

Determinar el grado de negrura del cuerpo y la longitud de la onda con la que se observará el máximo de intensidad espectral de radiación.

Respuesta

$$\varepsilon = 0{,}65; \quad \lambda_{máx} = 2{,}634\mu\ \text{m}.$$

10-6. El instrumento para la medición de altas temperaturas, el pirómetro óptico, se basa en la comparación del brillo del cuerpo que se investiga con el brillo del filamento incandescente. El instrumento está graduado por la radiación de una fuente absolumente negra y, por consiguiente, mide la temperatura que tendría un cuerpo absolutamente negro con el mismo brillo de radiación que posee el cuerpo que se investiga. En el pirómetro se emplea un filtro rojo ($\lambda = 0{,}65\mu$ m).

¿Cuál será la temperatura real del cuerpo si el pirómetro ha registrado la temperatura 1400°C mientras que el grado de negrura, cuando $\lambda = 0{,}65\mu$ m, es igual a 0,6?

Respuesta

$$t = 1467°\text{C}.$$

Solución

El brillo del cuerpo que se investiga es

$$B_\lambda = \frac{J_\lambda}{\pi} = \frac{1}{\pi} \frac{\varepsilon_\lambda c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1},$$

donde T es la temperatura absoluta del cuerpo que se investiga.

El brillo de un cuerpo absolutamente negro

$$B_{0\lambda} = \frac{J_{0\lambda}}{\pi} = \frac{1}{\pi} \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T_0} - 1},$$

donde T_0 es la temperatura absoluta del cuerpo negro y, cuando $B_\lambda = B_{0\lambda}$ ésta será la temperatura que indica el pirómetro.

Puesto que en nuestro caso $c_2/\lambda T_0 = 13{,}2$ resulta ser que $e^{c_2/\lambda T_0}$ es considerablemente mayor de la unidad. Por esto en las fórmulas se puede prescindir de la unidad del denominador en comparación con $e^{c_2/\lambda T}$.

De la condición $B_\lambda = B_{0\lambda}$ obtenemos:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{T_0} - \frac{\lambda}{c_2} \ln \frac{1}{\varepsilon_\lambda}.$$

de donde

$$T = \frac{1}{\frac{1}{T_0} - \frac{\lambda}{c^2} \ln \frac{1}{\varepsilon_\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{1673} - \frac{0{,}65 \cdot 10^{-6}}{1{,}439 \cdot 10^{-2}} \cdot 2{,}3 \lg \frac{1}{0{,}6}} = 1740 \text{ K}.$$

La temperatura del cuerpo es

$$t = 1740 - 273 = 1467°\text{C}.$$

10-7. El pirómetro con filtro rojo (véase el problema 10-6) ha registrado la temperatura $t_0 = 1600°\text{C}$.

Hallar el grado de negrura del cuerpo que se investiga cuando $\lambda = 0{,}65\mu$ m si se sabe que su temperatura real es $t = 1700°\text{C}$.

Respuesta

$$\varepsilon_\lambda = 0{,}55.$$

10-8. La temperatura de un cuerpo se mide con dos pirómetros ópticos que tienen filtros diferentes. En el primer pirómetro se ha puesto un filtro rojo ($\lambda_1 = 0{,}65\mu$ m) y en el segundo el filtro es verde ($\lambda_2 = 0{,}50\mu$ m). Las temperaturas que marcan los pirómetros, respectivamente, son: $t_{01} = 1400°\text{C}$ y $t_{02} = 1420°\text{C}$.

Hallar la temperatura real del cuerpo y el grado de negrura de éste considerando que el cuerpo es gris.

Respuesta

$$t = 1492°\text{C}; \quad \varepsilon = 0{,}71.$$

Solución

Empleando las fórmulas obtenidas al resolver el problema 10-6 se puede escribir:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{T_{01}} - \frac{1}{T} &= \frac{\lambda_1}{c_2} \ln \frac{1}{\varepsilon_{\lambda 1}}; \\ \frac{1}{T_{02}} - \frac{1}{T} &= \frac{\lambda_2}{c_2} \ln \frac{1}{\varepsilon_{\lambda_2}}. \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Para el cuerpo gris $\varepsilon_{\lambda 1} = \varepsilon_{\lambda 2} = \varepsilon$. Del sistema (1) obtendremos las expresiones para T y ε:

$$T = \frac{\frac{\lambda_1}{\lambda_2} - 1}{\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \frac{1}{T_{02}} - \frac{1}{T_{01}}}; \qquad (2)$$

$$\ln \varepsilon = \frac{c_2 (T_{01} - T_{02})}{T_{01} T_{02} (\lambda_1 - \lambda_2)}. \qquad (3)$$

Sustituyendo en (2) y (3) los valores dados hallaremos:

$$T = 1765 \text{ K}; \quad t = 1492°\text{C}; \quad \varepsilon = 0{,}71.$$

10-9. Hallar la relación existente entre los poderes emisivos en la semiesfera y en la dirección normal para la superficie del cobre oxidado a 130°C si se conoce que:

a) en los límites del ángulo $0 < \varphi < 60°$ la radiación del cobre oxidado se subordina a la ley de Lambert y, además, en este intervalo el grado de negrura de la radiación direccional es $\varepsilon_\varphi = 0{,}8$;

b) en los límites del ángulo $60° < \varphi < 90°$ se absorbe el 67% de toda la radiación incidente en estas direcciones desde una fuente absolutamente negra que tiene la misma temperatura que la superficie del cobre oxidado.

Observación. φ es el ángulo entre la dirección arbitraria y la normal a la superficie.

Respuesta

$$\varepsilon/\varepsilon_{\varphi=0} = 0{,}96.$$

Solución

El poder emisivo relativo en la semiesfera (grado de negrura) según la definición es

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0}.$$

El poder emisivo en la semiesfera para el cobre oxidado se puede expresar mediante la intensidad de radiación:

$$E = \int\limits_{(2\pi)} J_\varphi \, d\omega = \int\limits_{(\omega_1)} J_\varphi \, d\omega + \int\limits_{(2\pi-\omega_1)} J_\varphi \, d\omega$$

donde ω_1 es el ángulo sólido en el que el grado de negrura de la radiación direccional es constante.

Teniendo en cuenta que $J_\varphi = \varepsilon_\varphi J_{0\varphi}$ y $J_{0\varphi} = B_0 \cos\varphi$ (B_0 es el brillo de radiación del cuerpo absolutamente negro) la primera integral se puede expresar de la manera siguiente:

$$\int\limits_{(\omega_1)} J_\varphi \, d\omega = \varepsilon_\varphi B_0 \int\limits_{(\omega_1)} \cos\varphi \, d\omega.$$

La segunda integral, según la ley de Kirchhoff, es igual a:

$$\int\limits_{(2\pi-\omega_1)} J_\varphi \, d\omega = A' \int\limits_{(2\pi-\omega_1)} J_{0\varphi} d\omega = A' B_0 \int\limits_{(2\pi-\varphi_1)} \cos\varphi \, d\omega$$

donde A' es el poder absorbente relacionado a toda la radiación negra incidente en el ángulo sólido $2\pi - \omega_1$.

Puesto que $d\omega = \operatorname{sen}\varphi \, d\varphi \, d\vartheta$ resulta que

$$E = \varepsilon_\varphi B_0 \int\limits_0^{2\pi} d\vartheta \int\limits_0^{\pi/3} \operatorname{sen}\varphi \cos\varphi \, d\varphi + A' B_0 \int\limits_0^{2\pi} d\vartheta \int\limits_{\pi/3}^{\pi/2} \operatorname{sen}\varphi \cos\varphi \, d\varphi =$$

$$= \varepsilon_\varphi B_0 \frac{3}{4}\pi + A' B_0 \frac{1}{4}\pi.$$

Según la ley de Lambert $E_0 = B_0\pi$. Definitivamente obtenemos:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_\varphi B_0 \frac{3}{4}\pi + A' B_0 \frac{1}{4}\pi}{B_0\pi} = \varepsilon_\varphi \frac{3}{4} + A' \frac{1}{4} = 0{,}8\,\frac{3}{4} + 0{,}67\,\frac{1}{4} = 0{,}7675.$$

El poder emisivo relativo en la dirección normal es $\varepsilon_{\varphi=0} = \varepsilon_\varphi = 0{,}8$. La relación buscada es

$$\varepsilon/\varepsilon_{\varphi=0} = 0{,}7675/0{,}8 = 0{,}96.$$

10-10. Una superficie cubierta de una capa de negro de lámpara emite en la dirección de la normal en la unidad de ángulo sólido la energía radiante $J_{\varphi=0} = 1{,}87 \cdot 10^3$ W/(m²·sr). El poder absorbente del negro para la radiación negra es igual a 0,96. Determinar la temperatura de esta superficie suponiendo que para el negro de lámpara es válida la ley de Lambert.

Respuesta

$$t = 300°\text{C}.$$

10-11. Determinar la densidad del flujo solar energético incidente sobre una superficie normal a los rayos del Sol situada fuera de los límites de la atmósfera de la Tierra. Se sabe que la radiación del Sol se aproxima a la radiación de un cuerpo absolutamente negro cuya temperatura es $t_0 = 5700°$C. El diámetro del Sol es $D = 1{,}391 \cdot 10^6$ km, la distancia entre la Tierra y el Sol es $l = 149{,}5 \cdot 10^6$ km.

Respuesta

$$E_{\text{inc}} = 1550 \text{ W/m}^2.$$

Solución

La densidad del flujo solar energético incidente se determina por la fórmula:

$$E_{\text{inc}} = B d\omega,$$

donde B es el brillo de la radiación solar; $d\omega$ es el ángulo sólido bajo el cual el área unidad "ve" el Sol.

El brillo de la radiación solar es

$$B = \frac{E_0}{\pi} = \frac{C_0 \left(\frac{T_0}{100}\right)^4}{\pi}.$$

El ángulo sólido es

$$d\omega = \frac{\pi \frac{D^2}{4}}{l^2}.$$

Considerando estas relaciones

$$E_{\text{inc}} = \frac{C_0 \left(\frac{T_0}{100}\right)^4 \pi D^2}{\pi 4 l^2} = \frac{5{,}67\,(59{,}73)^4 \cdot 1{,}391^2}{4 \cdot 149{,}4^2} = 1550 \text{ W/m}^2.$$

10-12. Un satélite artificial circunvuela la Tierra hallándose en su parte diurna. El satélite tiene forma de esfera. El poder absorbente de la superficie del satélite para la radiación solar incidente es A y su grado de negrura es ε.

Determ nar la temperatura de la superficie del satélite.

Admitir que en el interior del satélite no existen fuentes de calor y que la temperatura de la superficie es igual en doquier. No tomar en consideración ni la radiación solar reflejada de la Tierra ni la radiación propia de esta última.

Respuesta

$$T = 288 \sqrt[4]{\frac{A}{\varepsilon}};\ \text{K};$$

$$t = 288 \sqrt[4]{\frac{A}{\varepsilon}} - 273°\text{C}.$$

Solución

Durante el estado permanente la cantidad de energía radiante absorbida por el satélite y la cantidad de energía que éste emite al espacio son iguales, es decir,

$$AE_{\text{inc}}F_N = \varepsilon C_0 E \left(\frac{T}{100}\right)^4,$$

donde F_N es la proyección de la superficie irradiada del satèlite sobre un plano normal a la radiación incidente. F es la superficie del satélite.

Para la esfera

$$\frac{F_N}{F} = \frac{\pi d^2}{4\pi d^2} = \frac{1}{4}.$$

La densidad del flujo energético incidente es $E_{\text{inc}} = 1550$ W/m² (véase el problema 10-11). Definitivamente la temperatura del satélite es

$$T = 100 \sqrt[4]{\frac{AE_{\text{inc}}F_N}{\varepsilon C_0 F}} = 100 \sqrt[4]{\frac{A \cdot 1550}{\varepsilon \cdot 5{,}67 \cdot 4}} = 288 \sqrt[4]{\frac{A}{\varepsilon}}.$$

10-13. Resolver el problema 10-12 admitiendo que la superficie está fabricada de un metal para el que $A = 0{,}2$ y $\varepsilon = 0{,}1$.

Respuesta

$$t = 70°\text{C}.$$

10-14. Hallar la temperatura de la superficie del satélite en las condiciones del problema 10-12 suponiendo que esta superficie es absolutamente gris.

Respuesta

$$t = 15°\text{C}.$$

10-15. Hallar cuál debe ser la relación entre el poder absorbente de la superficie de un satèlite para la radiación solar incidente

y el grado de negrura en las condiciones del problema 10-12 para que la temperatura en dicha superficie sea igual a 30°C.

Respuesta

$$A_{1e} = 1{,}225.$$

10-16. Una nave cósmica que despegó de la Tierra se dirige hacia Venus. La distancia entre Venus y el Sol es de $108{,}1 \cdot 10^6$ km, y entre la Tierra y el Sol es de $149{,}5 \cdot 10^6$ km. La temperatura de la superficie de la nave cerca de la Tierra era igual a t_1, en °C.

¿Cómo variará la temperatura de la superficie de la nave cósmica cuando ésta se aproxime a Venus si se admite que el grado de negrura de la superficie no varía con la variación de la temperatura de la nave?

Respuesta

$$t_2 = (1{,}18t_1 + 48),\ ^\circ\text{C}.$$

Solución

Las temperaturas de la superficie de la nave cerca de la Tierra y cerca de Venus se determinan por las ecuaciones:

$$\varepsilon C_0 F \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 = AE_{inc1}F_N;$$

$$\varepsilon C_0 F \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 = AE_{inc2}F_N;$$

de donde

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^4 = \frac{E_{inc2}}{E_{inc1}} = \left(\frac{t_1}{t_2}\right)^2.$$

Por consiguiente,

$$\frac{T_2}{T_1} = \sqrt{\frac{149{,}5}{108{,}1}} = 1{,}18;$$

$$t_2 + 273 = (t_1 + 273)\,1{,}18;$$

$$t_2 = (1{,}18t_1 + 48),^\circ\text{C}.$$

10-17. El revestimiento de la cámara de combustión de una caldera de vapor está hecho con ladrillo de chamota y el forro exterior es de palastro. La distancia entre el forro y la mampostería de ladrillo es igual a 30 mm y puede admitirse que dicha distancia es pequeña en comparación con las dimensiones de las paredes de la cámara.

Calcular las pérdidas de calor al ambiente circundante, desde una unidad de superficie en la unidad de tiempo, en las condiciones del régimen estable a causa del intercambio de calor por radiación entre las superficies del revestimiento y del forro. La temperatura de la superficie exterior del revestimiento es t_1 127°C, la temperatura del forro de palastro es $t_2 = 50$°C. El grado de negrura de la chamota es $\varepsilon_{cham} = 0{,}8$ y el del palastro, $\varepsilon_{pal} = 0{,}6$.

Respuesta

$$E_{r1} = q_{1,2} = 435 \text{ W/m}^2.$$

Solución

El forro y la mampostería de ladrillo se pueden examinar como dos superficies ilimitadas planas y paralelas que están separadas por un ambiente transparente. Para semejante sistema de cuerpos la radiación resultante se calcula por la fórmula

$$E_{r1} = q_{1,2} = \varepsilon_{red} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \qquad (10\text{-}1)$$

siendo el grado reducido de negrura

$$\varepsilon_{red} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0{,}8} + \frac{1}{0{,}6} - 1} = 0{,}522.$$

Entonces

$$E_{r1} = 0{,}522 \cdot 5{,}67 \left[\left(\frac{127+237}{100} \right)^4 - \left(\frac{50+237}{100} \right)^4 \right] = 435 \text{ W/m}^2.$$

10-18. Calcular los valores de las radiaciones propia, efectiva, reflejada e incidente para las superficies de la mampostería de chamota y del forro de palastro en las condiciones del problema 10-17.

Respuesta

$E_{prop1} = 1161$ W/m^2, $E_{prop2} = 370$ W/m^2;
$E_{ef1} = 1342$ W/m^2, $E_{ef2} = 907$ W/m^2;
$E_{ref1} = 181$ W/m^2, $E_{ref2} = 537$ W/m^2;
$E_{inc1} = 907$ W/m^2, $E_{inc2} = 1342$ W/m^2.

Solución

La radiación propia se calcula sobre la base de la ley de Stefan-Boltzmann:

$$E_{prop} = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4.$$

Para la pared de chamota

$$E_{prop1} = 0{,}8 \cdot 5{,}67 \left(\frac{127+237}{100} \right)^4 = 1161 \text{ W/m}^2;$$

para el forro de palastro

$$E_{prop2} = 0{,}6 \cdot 5{,}67 \left(\frac{50+273}{100} \right)^4 = 370 \text{ W/m}^2.$$

La radiación efectiva es

$$E_{ef} = \frac{1}{A} [E_{prop} - (1 - A) E_r].$$

Basándose en el proceso estable $F_{r1} = -E_{r2}$. De la solución del problema 10-17 $E_{r1} = 435$ W/m². Entonces

$$E_{ef1} = \frac{E_{prop1}}{\varepsilon_1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) E_{r1} = \frac{1161}{0{,}8} - \left(\frac{1}{0{,}8} - 1\right) \cdot 435 = 1340 \text{ W/m}^2.$$

$$E_{ef2} = \frac{E_{prop2}}{\varepsilon_2} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) E_{r1} = \frac{370}{0{,}6} + \left(\frac{1}{0{,}6} - 1\right) \cdot 435 = 907 \text{ W/m}^2.$$

Para el sistema que examinamos

$$E_{inc1} = E_{ef2} = 907 \text{ W/m}^2;$$
$$E_{inc2} = E_{ef1} = 1342 \text{ W/m}^2.$$

La radiación reflejada es

$$E_{ref} = (1 - A) E_{inc}.$$

Sustituyendo los respectivos valores obtendremos:

$$E_{ref1} = (1 - A_1) E_{inc1} = (1 - 0{,}8)\, 907 = 181 \text{ W/m}^2;$$
$$E_{ref2} = (1 - A_2) E_{inc2} = (1 - 0{,}6)\, 1340 = 537 \text{ W/m}^2.$$

10-19. ¿Cómo variarán las pérdidas de calor q_{en1} en W/m², al ambiente circundante y el flujo energético efectivo E_{ef1}, en W/m², si entre el revestimiento y el forro de la cámara de combustión, que se examinó en el problema 10-17, se instala una pantalla de acero cuyo grado de negrura es $\varepsilon_{pan} = 0{,}6$?

Respuesta

$$E_{rf} = q_{en1} = 196 \text{ W/m}^2;$$
$$E_{ef1} = 1400 \text{ W/m}^2.$$

Solución

Al existir n pantallas protectoras de la radiación calórica el flujo calorífico en el caso general es

$$q_{en} = \frac{C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{A_1} + 2\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{A_{pan\,i}} - \frac{1}{A_2} - (n+1)}, \text{ W/m}^2. \qquad (10\text{-}2)$$

Cuando existe una sola pantalla ($n = 1$)

$$q_{en} = \frac{C_0 \left[\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} + 2\left(\frac{1}{A_{pan}} - 1\right)}, \text{ W/m}^2.$$

Sustituyendo aquí los datos de las condiciones del problema y admitiendo que $A = \varepsilon$ obtendremos:

$$q_{en} = \frac{5{,}67 \left(\frac{127 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{50 + 273}{100}\right)^4}{\frac{1}{0{,}8} + \frac{1}{0{,}6} + 2\left(\frac{1}{0{,}6} - 1\right)} = 196 \text{ W/m}^2.$$

La radiación efectiva se hallará de la condición $q_{en1} = E_{r1}$ (según la condición del problema),

$$E_{ef1} = \frac{1}{A_1}[E_{prop} - (1 - A_1) E_{r1}] = \frac{1161}{0{,}8} - \left(\frac{1}{0{,}8} - 1\right) \cdot 196 = 1400 \text{ W/m}^2.$$

10-20. ¿Cuál debe ser el grado de negrura de la pantalla para que, existiendo una sola pantalla protectora entre el revestimiento y el forro de palastro, las pérdidas de calor al ambiente circundante por radiación no excedan de 60 W/m²? Todas las condiciones restantes se conservan las mismas que en el problema 10-17.

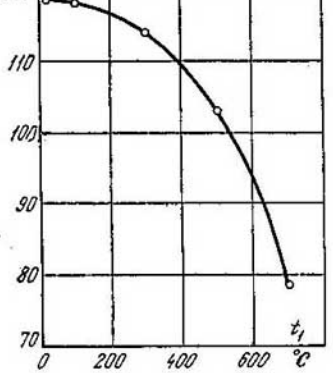

Fig. 10-1. Para el problema 10-21.

Respuesta

$$\varepsilon_{pan} = 0{,}143.$$

10-21. El calentamiento de un tocho de acero se efectúa en un horno de mufla eléctrico la temperatura de las paredes del cual es $t_2 = 1000$°C. El grado de negrura de la superficie del tocho de acero es $\varepsilon_1 = 0{,}8$ (medio durante el período de calentamiento) y el grado de negrura de la pared de chamota del horno de mufla es $\varepsilon_2 = 0{,}8$. La superficie del horno F_2, que participa en el intercambio energético de calor, es considerablemante superior a la superficie del tocho F_1, es decir, $F_1 \ll F_2$.

Calcular el valor de la densidad del flujo energético en dependencia de la temperatura del tocho durante el proceso de su calentamiento y construir el gráfico de esta dependencia.

Efectuar el cálculo para las temperaturas siguientes:

$$t_1 = 20,\ 100,\ 300,\ 500 \text{ y } 700\text{°C}.$$

Respuesta

t_1, °C	20	100	300	500	700
q_{en}, kW/m²	118,8	118,2	114,2	102,9	78,5

El gráfico de la dependencia $q_{en} = f(t_1)$ se expone en la fig. 10-1.

Solución

Para el sistema cerrado, compuesto de dos cuerpos uno de los cuales (con superficie F_1) se encuentra en la cavidad del otro (con superficie F_2), el valor de la densidad del flujo energético para

el primer cuerpo se determina por la fórmula

$$q_{en}=\frac{C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)},\ \text{W/m}^2. \qquad (10\text{-}3)$$

Para nuestro caso, cuando $F_1/F_2=0$, obtendremos:

$$q_{en}=\varepsilon_1 C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right],\ \text{W/m}^2. \qquad (10\text{-}4)$$

Sustituyendo en la fórmula (10-4) los valores ε_1, C_0 y T_1 obtendremos la expresión para la magnitud absoluta de la densidad del flujo energético en la forma de

$$q_{en}=0{,}8\cdot 5{,}67\left[\left(\frac{1273}{100}\right)^4-\left(\frac{T_1}{100}\right)^4\right]=4{,}536\left[26\,260-\left(\frac{T_1}{100}\right)^4\right],\ \text{W/m}^2.$$

Los resultados de los cálculos posteriores se exponen en la respuesta al problema.

10-22. Calcular la densidad del flujo energético de las paredes del horno de mufla a la superficie del tocho de acero, en las condiciones examinadas en el problema 10-21, si la relación de las superficies que participan en el intercambio energético de calor es igual a $F_1/F_2=1/5$.

Respuesta

t_1, °C	20	100	300	500	700
q_{en}, kW/m²	114,2	113,6	109,8	98,9	75,5

10-23. El grado de negrura de un alambre de volframio ha sido determinado a la temperatura de 2000°C y es $\varepsilon=0{,}3$.

Determinar cuál era el coeficiente de traspaso de calor a esta temperatura en la superficie del alambre a cuenta de la radiación si la temperatura de la superficie de protección era de 20°C. La superficie del alambre es pequeña en comparación con la superficie de protección.

Respuesta

$$\alpha_{en}=230\ \text{W/(m}^2\cdot\text{°C)}.$$

10-24. Un recipiente cilíndrico para el almacenaje de oxígeno líquido está hecho con paredes dobles cubiertas con una capa de plata cuyo coeficiente de absorción es $A_1=A_2=0{,}02$. En la superficie exterior de la pared interna la temperatura es $t_1=-183$°C y en la superficie interior de la pared externa la temperatura es $t_2=20$°C. La distancia entre las paredes es pequeña y se puede considerar que la superficie F_1 es igual a la superficie F_2.

Calcular el flujo calorífico que penetra en el recipiente a través de la pared mediante el intercambio energético de calor si la superficie transmisora de calor es $F=0{,}157$ m².

Respuesta

$$Q_{en} = 0{,}66 \text{ W}.$$

10-25. La temperatura de la superficie del colector de salida de un recalentador de vapor de alta presión es $t_c = 500°C$.

Calcular las pérdidas de calor de 1 m del colector desnudo mediante el intercambio energético de calor si el diámetro exterior del colector es $d = 275$ mm, el coeficiente de absorción es $A_c = 0{,}8$ y la temperatura de la protección, $t_2 = 30°C$.

Respuesta

$$q_{en\,l} = 13{,}7 \text{ kW/m}.$$

10-26. Calcular las pérdidas de calor de la unidad de longitud del colector examinado en el problema 10-25 con la condición de que su superficie está rodeada por una pantalla de acero de diámetro $d_{pan} = 325$ mm cuyo coeficiente de absorción es $A_{pan} = 0{,}7$. La transmisión del calor entre la superficie de la pantalla y la protección exterior transcurre tanto a cuenta de la radiación como de la convección libre. Se puede menospreciar de la transmisión de calor por convección y por conductibilidad térmica entre las superficies del colector y de la pantalla.

El coeficiente de traspaso de calor por convección en la superficie de la pantalla es $\alpha = 29$ W/(m²·°C). Comparar los resultados obtenidos con la respuesta al problema 10-25.

Respuesta

$$q_{en\,l}^{pan} = 8{,}75 \text{ kW/m}; \quad q_{en\,l}/q_{en\,l}^{pan} = 1{,}565.$$

Solución

La temperatura de la pantalla se hallará de la ecuación del balance de energía

$$\frac{\pi d C_0 \left[\left(\frac{T_c}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{pan}}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{A_c} + \frac{F_c}{F_{pan}}\left(\frac{1}{A_{pan}} - 1\right)} = \pi d_{pan} A_{pan} C_0 \left[\left(\frac{T_{pan}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] + \\ + \pi d_{pan} \alpha (t_{pan} - t_2).$$

El coeficiente reducido de absorción para el sistema colector-pantalla es

$$A_{red} = \frac{1}{\frac{1}{A_c} + \frac{F_c}{F_{pan}}\left(\frac{1}{A_{pan}} - 1\right)} = \frac{1}{\frac{1}{0{,}8} + \frac{0{,}275}{0{,}325}\left(\frac{1}{0{,}7} - 1\right)} = 0{,}62.$$

Sustituyamos los valores numéricos de las magnitudes conocidas en la fórmula del balance de energía:

$$0{,}275 \cdot 0{,}62 \cdot 5{,}67 \left[\left(\frac{773}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 \right] =$$
$$= 0{,}325 \cdot 0{,}7 \cdot 5{,}67 \left[\left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 - \left(\frac{303}{100} \right)^4 \right] + 0{,}325 \cdot 29 \, (t_{pan} - 30),$$

de donde

$$3\,842{,}4 =$$
$$= 2{,}26 \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 + 9{,}42 \, t_{pan}.$$

Semejantes ecuaciones se resuelven bien gráficamente. Designemos $3\,842{,}4 - 9{,}42 \, t_{pan} = Y_1$ y

$$2{,}26 \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 = Y_2.$$

Efectuaremos los cálculos para las temperaturas de la pantalla $t_{pan} = 100$, 200, 300°C.

Los resultados del cálculo se reúnen en la tabla

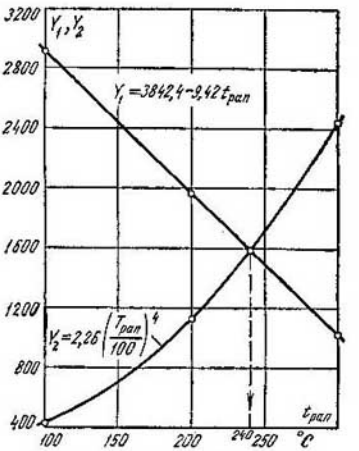

Fig. 10-2. Para el problema 10-26.

Y	t_{pan}, °C		
	100	200	300
$Y_1 = 3\,842{,}4 - 9{,}42 \, t_{pan}$	2 905,6	1 963	1 020
$Y_2 = 2{,}26 \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4$	437	1 129	2 436

y se exponen en el gráfico de la fig. 10-2. Por el gráfico hallamos: $t_{pan} = 240$°C.

El flujo energético de la unidad de longitud del colector es

$$q_{en}^{pan} = \pi \, d \, A_{red} \, C_0 \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 \right] =$$
$$= 3{,}14 \cdot 0{,}275 \cdot 0{,}62 \cdot 5{,}67 \left[\left(\frac{773}{100} \right)^4 - \left(\frac{513}{100} \right)^4 \right] = 8{,}75 \text{ kW/m}.$$

Comparamos las pérdidas del colector desnudo y del colector rodeado por una pantalla:

$$\frac{q_{en\ l}}{q_{en\ l}^{pan}} = \frac{13,7}{8,75} = 1,565.$$

Con la instalación de la pantalla las pérdidas disminuyeron en más de 1,5 veces.

10-27. ¿Cómo variarán las pérdidas de calor por emisión de energía radiante de 1 m del colector si, en las condiciones del problema 10-26, se cambia la pantalla de acero por otra de hoja de aluminio de igual diámetro con coeficiente de absorción $A_{pan} = 0,05$? Todas las demás condiciones deben quedar iguales a las del problema 10-26. Comparar los resultados obtenidos con las pérdidas del colector desnudo del recalentador de vapor (problema 10-25).

Respuesta

$$q_{en\ l}^{pan} = 0,975 \text{ kW/m}; \quad q_{en\ l}/q_{en\ l}^{pan} = 14,1.$$

10-28. Un conductor de vapor con diámetro exterior $d = 200$ mm está tendido en un local donde la temperatura del aire es $t_f = 30°C$. La temperatura de la superficie del conducto de vapor es $t_{c1} = 400°C$. Determinar las pérdidas de calor por radiación y por convección de la unidad de longitud del conducto de vapor.

El grado de negrura de la superficie del conducto de vapor es $\varepsilon = 0,8$. La temperatura de las paredes del local se puede admitir igual a la temperatura del aire, es decir, a $t_{c2} = 30°C$.

Hallar también las magnitudes correspondientes de las pérdidas de calor cuando la temperatura del conducto de vapor es de 200°C.

Respuesta

Cuando $t_{c1} = 400°C$, $q_l^{rad} = 5\,600$ W/m; $q_l^{conv} = 1\,970$ W/m; $q_l^{rad}/q_l^{conv} = 2,84$.

Cuando $t_{c1} = 200°C$, $q_l^{rad} = 1\,185$ W/m; $q_l^{conv} = 750$ W/m; $q_l^{rad}/q_l^{conv} = 1,58$.

Solución

Las pérdidas de calor por radiación son

$$q_l^{rad} = \varepsilon C_0 \pi d \left[\left(\frac{T_{c1}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{c2}}{100}\right)^4\right].$$

Cuando $t_{c1} = 400°C$,

$$q_l^{rad} = 0,8 \cdot 5,67 \cdot 3,14 \cdot 0,2\,(6,73^4 - 3,03^4) = 5,6 \cdot 10^3 \text{ W/m}.$$

Cuando $t_{c1} = 200°C$,

$$q_l^{rad} = 2,85\,(4,73^4 - 3,03^4) = 1,185 \cdot 10^3 \text{ W/m}.$$

Para la determinación del coeficiente de traspaso de calor por convección haremos uso de la fórmula (7-1) para el caso de un tubo horizontal:

$$\mathrm{Nu_f} = 0{,}50\,(\mathrm{Gr\ Pr})_f^{1/4}.$$

En el primer caso

$$(\mathrm{Gr\ Pr})_f = \frac{g\beta_f\,\Delta t\,d^3}{\nu_f^2}\,\mathrm{Pr_f} = \frac{9{,}81\cdot 370\cdot 8\cdot 10^{-3}}{303\cdot 2{,}56\cdot 10^{-10}} = 2{,}62\cdot 10^8.$$

En el segundo caso

$$(\mathrm{Gr\ Pr})_f = 2{,}62\cdot 10^8\,\frac{170}{370} = 1{,}2\cdot 10^8.$$

Los números de Nusselt y los coeficientes de traspaso de calor son

$$\mathrm{Nu_f} = 0{,}50\,(2{,}62\cdot 10^8)^{1/4} = 63{,}5;$$

$$\mathrm{Nu_{f2}} = 0{,}50\,(1{,}2\cdot 10^8)^{1/4} = 52{,}3;$$

$$\alpha_1 = \mathrm{Nu_{f1}}\,\frac{\lambda_f}{d} = 63{,}5\,\frac{2{,}68\cdot 10^{-2}}{0.2} = 8{,}5\ \mathrm{W/(m^2\cdot °C)};$$

$$\alpha_2 = 7{,}0\ \mathrm{W/(m^2\cdot °C)}.$$

Las pérdidas de calor por convección:
cuando $t_{c1} = 400°\mathrm{C}$

$$q_l^{\mathrm{conv}} = \alpha_1\pi\,(t_c - t_f) = 8{,}5\cdot 3{,}14\cdot 0{,}2\cdot 370 = 1\,970\ \mathrm{W/m};$$

Cuando $t_{c1} = 200°\mathrm{C}$

$$q_l^{\mathrm{conv}} = 7{,}0\cdot 3{,}14\cdot 0{,}2\cdot 170 = 750\ \mathrm{W/m}.$$

10-29. La temperatura del aire en el local se mide con un termómetro de mercurio. El termómetro indica 27°C. La temperatura de las paredes del local es igual a 25°C.

Valorar el error que surge en las indicaciones del termómetro a cuenta del intercambio energético de calor entre el termómetro y las paredes del local, y también determinar la temperatura real del aire, admitiendo que el grado de negrura del cristal es igual a 0,94 y el coeficiente de traspaso de calor del aire a la superficie del termómetro es de 5 W/(m²·C°).

Respuesta

El error es igual a 3°C; $t_f = 30°\mathrm{C}$.

10-30. Las temperaturas de dos placas metidas en el vacío son iguales a 127 y 327°C. El grado de negrura de las placas es el mismo e igual a 0,8. Entre las placas, que están dispuestas en paralelo una respecto a la otra, se instala una pantalla cuyo grado de negrura es de 0,05.

Calcular la densidad del flujo calorífico que pasa a través de la pantalla y la temperatura de esta última.

Respuesta

$$q = 146 \text{ W/m}^2; \quad t = 254°\text{C}.$$

10-31. Hallar el número de pantallas que es menester instalar entre dos superficies planas y paralelas para que el flujo energético resultante de una pared a otra disminuya en 79 veces.

Admitir que las temperaturas de las superficies no varían después de haber instalado las pantallas.

El grado de negrura de las pantallas es de 0,05 y el de las superficies es de 0,8.

Respuesta

3 pantallas.

10-32. Con el fin de disminuir las pérdidas de calor un horno eléctrico ha sido rodeado con una pantalla de acero. Las dimensiones del horno son grandes en comparación con la distancia entre su superficie exterior y la pantalla.

Como resultado de las mediciones se sabe que la temperatura de la superficie exterior de la mampostería del horno es igual a 107°C y que la temperatura de la pantalla de acero es de 57°C.

Hallar la densidad del flujo energético resultante de la superficie de la mampostería a la pantalla admitiendo que el grado de negrura de la mampostería y de la pantalla son iguales, respectivamente, a 0,85 y 0,75.

Respuesta

$$q_{en} = 342 \text{ W/m}^2.$$

10-33. ¿Cuál debe ser el grado de negrura de la pantalla protectora del colector de un recalentador de vapor para que las pérdidas de calor de la superficie de este colector por radiación no excedan de 580 W/m² y para que la temperatura de la superficie de la pantalla no exceda de 70°C? El diámetro de la pantalla protectora es igual a 325 mm, el coeficiente de traspaso de calor por convección de la superficie externa de la pantalla es $\alpha = 11{,}6$ W/(m²·°C) y la temperatura del ambiente circundante y de la protección es $t_2 = 30°\text{C}$.

Respuesta

$$\varepsilon_{pan} = 0{,}34$$

10-34. En una instalación experimental para la determinación del grado de negrura, con el fin de mantener constante la temperatura $t_1 = 800°\text{C}$ de un alambre de volframio de diámetro $d = 3$ mm y longitud $l = 200$ mm, se gastaba la potencia eléctrica de 20 W. La superficie de la cámara de vacío en la que se encuentra el alambre es muy grande en comparación con la superficie del alambre. Durante los ensayos la temperatura de las

superficies de la cámara de vacío se mantuvo constante e igual a $t_2 = 20°C$.

Determinar el grado de negrura del alambre de volframio a la temperatura de 800°C.

Respuesta

$$\varepsilon_1 = 0{,}132.$$

10-35. Calcular el grado de negrura del alambre de volframio a las temperaturas 1000, 1500 y 2000°C si, para mantener dichas

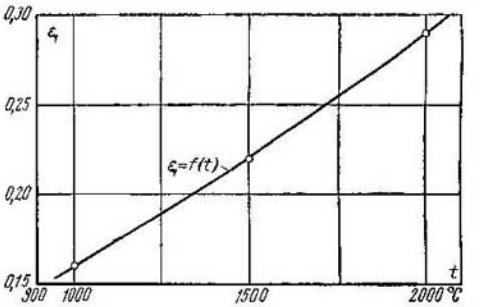

Fig. 10-3. Para el problema 10-35.

temperaturas en el alambre, se gastaban, respectivamente, potencias eléctricas de 45, 234 y 834 W. Todas las demás condiciones deben tomarse las mismas que en el problema 10-34.

Construir el gráfico de la dependencia entre el grado de negrura y la temperatura.

Respuesta

$$\varepsilon_1' = 0{,}16; \quad \varepsilon_1'' = 0{,}22; \quad \varepsilon_1''' = 0{,}29.$$

La dependencia $\varepsilon_1 = f(t)$ se expone en la fig. 10-3.

10-36. En un canal por el que circula gas caliente la temperatura de éste se mide con ayuda de un termopar (fig. 10-4). En el régimen estable calorífico las indicaciones del termopar es $t_1 = 300°C$ y la temperatura de la pared es $t_2 = 200°C$.

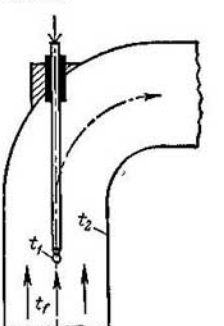

Fig. 10-4. Para el problema 10-36.

Calcular el error en la medición de la temperatura del gas, que tiene lugar debido al intercambio energético de calor entre el régulo del termopar y la pared del canal, y la temperatura real del gas. Admitir que el grado de negrura del régulo del ter-

mopar es $\varepsilon_1 = 0{,}8$ y que el coeficiente de traspaso de calor del gas a la superficie del régulo es $\alpha = 58$ W/(m²·°C).

Respuesta

El error es igual a 45,5°C; $t_f = 345{,}5$°C.

Solución

Hagamos la ecuación del balance de calor para el régulo del termopar.

El termopar transfiere calor por radiación

$$Q = F_1 \varepsilon_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

y recibe calor por convección

$$Q = F_1 \alpha (t_f - t_1).$$

En el régimen estacionario

$$\alpha (t_f - t_1) = \varepsilon_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Sustituyendo en esta ecuación las magnitudes conocidas obtendremos:

$$t_f - t_1 = \frac{0{,}8 \cdot 5{,}67}{58} \left[\left(\frac{300 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{200 + 273}{100} \right)^4 \right] = 45{,}5°\text{C}.$$

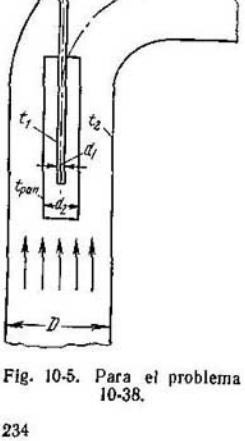

Fig. 10-5. Para el problema 10-38.

La temperatura real del gas es

$$t_f = 300 + 45{,}5 = 345{,}5°\text{C}.$$

10-37. ¿Cuál será el error de medición de la temperatura del flujo de gas si, después de un minucioso aislamiento exterior del gasoducto, la temperatura de las paredes interiores de éste llegó a ser $t^2 = 250$°C? Todos los demás datos se admiten los mismos que en el problema 10-36.

Respuesta

El error es igual a 23,5°C; $t_f = 323{,}5$°C.

10-38. En un gasoducto de diámetro $D = 500$ mm la temperatura del gas caliente se mide con un termómetro de resistencia de diámetro $d_1 = 5$ mm que está rodeado de una pantalla cilíndrica de diámetro $d_2 = 10$ mm (fig. 10-5). Las indicaciones del termómetro de resistencia son $t_1 = 300$°C; la temperatura de

la superficie interior de la pared del gasoducto es $t_2 = 200°C$ y el grado de negrura de la superficie del termómetro de resistencia y de la pantalla es $\varepsilon_1 = \varepsilon_{pan} = 0{,}8$.

Calcular el error en la medición y la temperatura real del gas si el coeficiente de traspaso de calor hacia la superficie del termómetro de resistencia y hacia la superficie de la pantalla es $\alpha = 58$ W/(m$^2 \cdot$°C). Comparar los resultados obtenidos con la respuesta al problema 10-36.

Respuesta

$t_f = 309°C$; el error de medición disminuyó aproximadamente en 5 veces y es de 9°C.

Solución

Hagamos la ecuación del balance térmico:

a) para el termómetro de resistencia

$$\alpha \pi d_1 (t_f - t_1) = \frac{\pi d_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{d_1}{d_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_{pan}} - 1 \right)}; \qquad (a)$$

b) para la pantalla

$$\alpha \pi d_1 (t_f - t_1) + 2\alpha \pi d_2 (t_f - t_{pan}) = \pi d_2 \varepsilon_{pan} C_0 \left[\left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \qquad (b)$$

En la última ecuación se tiene en cuenta que la superficie de la pantalla es muy pequeña en comparación con la superficie del gasoducto que la rodea, ya que $d_2 \ll D$.

De las ecuaciones (a) y (b) hallamos:

$$t_f = \frac{C_0}{\alpha} \frac{\left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{d_1}{d_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_{pan}} - 1 \right)} + t_1$$

$$t_f = \frac{2\alpha d_2 t_{pan} + \alpha d_1 t_1 + d_2 \varepsilon_{pan} C_0 \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 - d_2 \varepsilon_{pan} C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{2d_2 \alpha + \alpha d_1}.$$

Sustituyendo en las últimas ecuaciones las magnitudes conocidas obtendremos:

$$t_f = 377 - 0{,}071 \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4$$

y

$$t_f = 44{,}3 + 0{,}0314 \left(\frac{T_{pan}}{100} \right)^4 + 0{,}8_{pan}.$$

Los valores de $t_f = f_1(t_{pan})$ y $t_f = f_2(t_{pan})$, calculados para diferentes valores de las temperaturas de la pantalla, se exponen

en la fig. 10-6 y se reúnen en la tabla siguiente:

t_f	t_{pan}, °C			
	240	260	280	300
$t_f = f_1(t_{pan})$	327,6	323,6	315,1	305,8
$t_f = f_2(t_{pan})$	258,0	275,8	295,6	315,4

Por el gráfico (fig. 10-6) hallamos que la temperatura real del gas es $t_f = 309$°C.

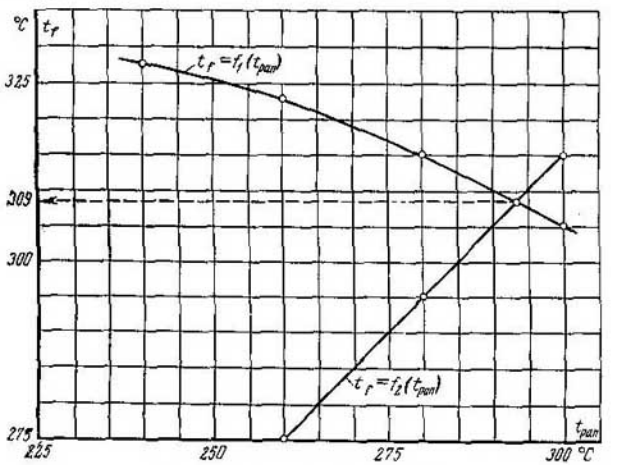

Fig. 10-6. Para el problema 10-38.

El error en la medición de la temperatura del gas será $309 - 300 = 9$°C. Comparando este resultado con la respuesta al problema 10-36 vemos como en las mismas condiciones, pero si existe una pantalla, el error de medición de la temperatura del gas disminuye en 5 veces.

10-39. Calcular el coeficiente angular y el flujo calorífico durante el intercambio energético de calor entre dos bandas paralelas la distancia entre las cuales es $h = 3$ m. La anchura de las bandas es idéntica $a_1 = a_2 = 2$ m y la longitud de éstas muy grande en comparación con su anchura (fig. 10-7). El grado de negrura de las bandas es $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}8$ y las temperaturas de sus superficies son $t_1 = 500$°C y $t_2 = 200$°C.

Respuesta

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \bar{\varphi}_{2,1} = 0{,}3; \quad Q_{en} = 9050 \text{ W/m}.$$

Solución

Los coeficientes angulares $\bar{\varphi}_{1,2}$ y $\bar{\varphi}_{2,1}$ para dos bandas paralelas de igual anchura se hallan por las ecuaciones [L, 4]

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \sqrt{1+\left(\frac{h}{a}\right)^2} - \frac{h}{a}.$$

Sustituyendo los valores numéricos de las magnitudes obtendremos:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \sqrt{1+\left(\frac{3}{2}\right)^2} - \frac{3}{2} = 0{,}3.$$

El flujo calorífico, referido a la unidad de longitud de la banda, se halla de la ecuación [L. 4]:

$$Q_{en} = \varepsilon_{red} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \overline{H},$$

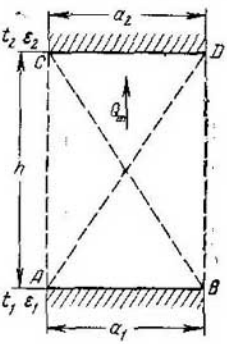

Fig. 10-7. Para el problema 10-39.

donde

$$\varepsilon_{red} = \frac{1}{1+\bar{\varphi}_{1,2}\left(\frac{1}{\varepsilon_1}-1\right)+\bar{\varphi}_{2,1}\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)} = \frac{1}{1+2\cdot 0{,}3\left(\frac{1}{0{,}8}-1\right)} = 0{,}87;$$

H es la superficie recíproca de intercambio energético en 1 m de la banda;

$$\overline{H}_1 = \overline{H}_2 = \bar{\varphi}_{1,2} F_1 = 0{,}3 \cdot 2 \cdot 1 = 0{,}6 \text{ m}^2/\text{m}.$$

Entonces

$$Q_{en} = 0{,}87 \cdot 5{,}67 \left[\left(\frac{500+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{200+273}{100}\right)^4\right] 0{,}6 = 9050 \text{ W/m}.$$

10-40. ¿Cómo variarán el coeficiente angular, el grado reducido de negrura y el flujo calorífico si las bandas examinadas en el problema 10-39 se colocan a las distancias $h_1 = 1{,}5$ m y $h_2 = 6$ m?

Construir el gráfico de $\bar{\varphi}_{1,2}$, ε_{red} y Q_{en} en función de la distancia entre las bandas.

Respuesta

Cuando $h_1 = 1{,}5$ m, $\bar{\varphi}_{1,2} = 0{,}5$ m, $\varepsilon_{red} = 0{,}8$,
$Q_{en} = 13{,}9$ kW/m;

cuando $h_3 = 6$ m, $\bar{\varphi}_{1,2} = 0{,}16$ m, $\varepsilon_{red} = 0{,}926$,

$$Q_{en} = 5{,}15 \text{ kW/m}.$$

La dependencia entre las respectivas magnitudes y h se expone en la fig. 10-8.

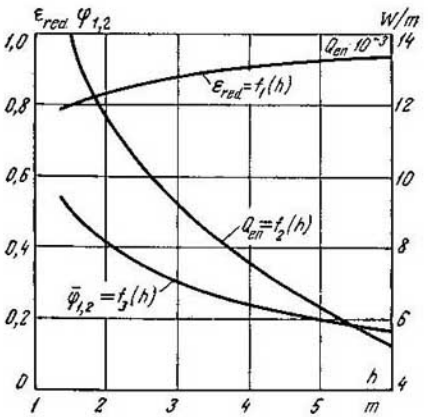

Fig. 10-8. Para el problema 10-40.

10-41. Determinar los coeficientes angulares y las superficies recíprocas de intercambio energético entre las paredes de un canal cuya sección transversal tiene la forma de un triángulo equilateral con lados $a = b = c = 2$ m.

Respuesta

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \bar{\varphi}_{2,1} = \bar{\varphi}_{2,3} = \bar{\varphi}_{3,2} = \bar{\varphi}_{1,3} = \bar{\varphi}_{3,1} = \frac{1}{2};$$

$$\bar{H}_{1,2} = \bar{H}_{2,1} = \bar{H}_{2,3} = \bar{H}_{3,2} = \bar{H}_{1,3} = \bar{H}_{3,1} = 1 \text{ m}^2/\text{m}.$$

10-42. Determinar los coeficientes angulares y las superficies recíprocas de intercambio energético entre las paredes de un canal cuya sección transversal tiene la forma de un triángulo isósceles cuyos lados:

a) $b = c = 2a$;
b) $b = c = 3a$.

En ambos casos $a = 2$ m.

Respuesta

a) $\bar{\varphi}_{ab}=\varphi_{ac}=\frac{1}{2}$; $\bar{\varphi}_{ba}=\varphi_{ca}=\frac{1}{4}$; $\bar{\varphi}_{bc}=\varphi_{cb}=\frac{3}{4}$;

$\bar{H}_{ab}=\bar{H}_{ba}=\bar{H}_{ac}=\bar{H}_{ca}=1\ \text{m}^2/\text{m}$; $\bar{H}_{bc}=\bar{H}_{cb}=3\ \text{m}^2/\text{m}$.

b) $\bar{\varphi}_{ab}=\bar{\varphi}_{ac}=\frac{1}{2}$; $\bar{\varphi}_{ba}=\varphi_{ca}=\frac{1}{6}$; $\bar{\varphi}_{bc}=\bar{\varphi}_{cb}=\frac{5}{6}$;

$\bar{H}_{ab}=\bar{H}_{ba}=\bar{H}_{ac}=\bar{H}_{ca}=1\ \text{m}^2/\text{m}$;

$\bar{H}_{bc}=\bar{H}_{cb}=5\ \text{m}^2/\text{m}$.

10-43. Calcular el valor del flujo energético entre dos discos negros situados uno frente al otro en planos paralelos. La temperatura del primer disco es $t_1=500°\text{C}$ y la del segundo, $t_2=200°\text{C}$. Los discos son de dimensiones iguales $d_1=d_2=200\ \text{mm}$ y la distancia entre ellos es $h=400\ \text{mm}$.

Respuesta

$$\bar{\varphi}_{1,2}=\bar{\varphi}_{2,1}=0{,}055; \quad Q_{en}=30\ \text{W}.$$

Solución

El coeficiente angular de intercambio energético para el sistema de cuerpos indicado en las condiciones del problema se calcula por la ecuación [L.24]

$$\bar{\varphi}_{1,2}=1+2\left(\frac{h}{d}\right)^2-2\frac{h}{d}\sqrt{1+\left(\frac{h}{d}\right)^2}.$$

Sustituyendo los valores numéricos de las magnitudes obtendremos:

$$\bar{\varphi}_{1,2}=1+2\left(\frac{400}{200}\right)^2-2\frac{400}{200}\sqrt{1+\left(\frac{400}{200}\right)^2}=0{,}055.$$

Puesto que los discos son de dimensiones iguales $\bar{\varphi}_{1,2}=\bar{\varphi}_{2,1}$.

La superficie recíproca de intercambio de calor se hallará como

$$\bar{H}_{1,2}=\bar{\varphi}_{1,2}F_1=0{,}055\cdot 0{,}785\,(0{,}2)^2=1{,}73\cdot 10^{-3}\ \text{m}^2.$$

El flujo energético desde el primer disco al segundo es

$$Q_{en}=C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\bar{H}_{1,2}=5{,}67\left[\left(\frac{500+273}{100}\right)^4-\left(\frac{200+273}{100}\right)^4\right]\times$$
$$\times 1{,}73\cdot 10^{-3}=30\ W.$$

10-44. ¿Cómo variarán los coeficientes angulares y los flujos energéticos entre los discos examinados en el problema 10-43 si se disminuye la distancia entre ellos, respectivamente, en 2 y 4 veces?

Construir el gráfico del coeficiente angular y del flujo energético en función de la distancia entre los discos.

Respuesta

a) $\overline{\varphi}_{1,2} = 0{,}17$; $Q_{en} = 92{,}6$ W;

b) $\overline{\varphi}_{1,2} = 0{,}382$; $Q_{en} = 208{,}0$ W.

10-45. Calcular los coeficientes angulares medios $\overline{\varphi}_{1,2}$ y $\overline{\varphi}_{2,1}$ y el flujo energético resultante para el caso cuando el diámetro del disco que tiene menor temperatura se aumenta en 2 veces, mientras que todas las demás condiciones quedan las mismas que en el problema 10-43.

Respuesta

$$\overline{\varphi}_{1,2} = 0{,}194; \quad \overline{\varphi}_{2,1} = 0{,}0484; \quad Q_{en\,1,2} = 105{,}9\ \text{W}.$$

Solución

Para el caso que examinamos, cuando $d_1 < d_2$, el coeficiente angular medio se calcula por la fórmula [L.24]:

$$\overline{\varphi}_{1,2} = \frac{1}{d_1^2}\left[\sqrt{\left(\frac{d_1+d_2}{2}\right)^2 + h^2} - \sqrt{\left(\frac{d_2-d_1}{2}\right)^2 + h^2}\right].$$

Sustituyendo los valores numéricos de las magnitudes obtendremos:

$$\overline{\varphi}_{1,2} = \frac{1}{0{,}2^2}\left[\sqrt{\left(\frac{0{,}2+0{,}4}{2}\right)^2 + 0{,}4^2} - \sqrt{\left(\frac{0{,}4-0{,}2}{2}\right)^2 + 0{,}4^2}\right] = 0{,}1935.$$

$$\overline{\varphi}_{2,1} = \overline{\varphi}_{1,2}\frac{F_1}{F_2} = 0{,}1935\,\frac{d_1^2}{d_2^2} = 0{,}0484.$$

La superficie recíproca de intercambio energético de calor es

$$\overline{H}_{1,2} = \overline{\varphi}_{2,1} F_1 = 0{,}1935 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}2^2 = 0{,}00608\ \text{m}^2.$$

El flujo energético resultante es

$$Q_{en\,1,2} = C_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\overline{H}_{1,2} =$$

$$= 5{,}67\left[\left(\frac{500+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{200+273}{100}\right)^4\right] 0{,}00608 - 105{,}9\ \text{W}.$$

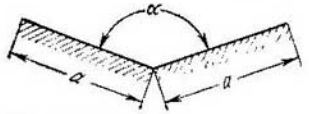

Fig. 10-9. Para el problema 10-46.

10-46. Dos bandas largas de igual anchura forman en la sección el ángulo α (fig. 10-9).

Hallar el coeficiente angular de la radiación de una banda sobre la otra.

Respuesta

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 - \operatorname{sen}\frac{\alpha}{2}.$$

10-47. Dos bandas largas forman en la sección un ángulo recto (fig. 10-10). La anchura de una de las bandas es mayor que la de la otra en 2 veces.

Hallar el coeficiente angular de la radiación de la banda menor sobre la mayor.

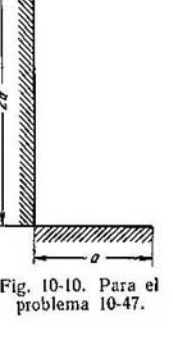

Fig. 10-10. Para el problema 10-47.

Respuesta

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 0{,}38.$$

10-48. Calcular el coeficiente de la irradiación de un disco redondo de radio r_0 originada por el elemento de área dF_1 cuya normal coincide con la normal al disco en el centro de éste. La distancia entre el elemento de área y el disco es h. Para la solución hacer uso del método de relación de proyecciones (método grafoanalítico).

Respuesta

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \frac{r_0^2}{r_0^2 + h^2}.$$

10-49. Las paredes de la cámara de combustión de una caldera de vapor están cubiertas por una fila de tubos de apantallamiento de diámetro $d = 100$ mm y paso $s = 120$ mm (fig. 10-11).

Las dimensiones de la superficie de las paredes y la longitud de los tubos de apantallamiento son suficientemente grandes y la distancia entre la pared y los tubos no tendrá importancia para el intercambio energético.

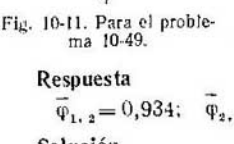

Fig. 10-11. Para el problema 10-49.

Calcular los coeficientes angulares medios $\bar{\varphi}_{1,2}$ y $\bar{\varphi}_{2,1}$ y las superficies recíprocas de intercambio energético de calor para semejante sistema de cuerpos.

Respuesta

$\bar{\varphi}_{1,2} = 0{,}934$; $\bar{\varphi}_{2,1} = 0{,}357$; $\bar{H}_{1,2} = \bar{H}_{2,1} = 0{,}112$ m²/m.

Solución

Para el sistema de cuerpos determinado el coeficiente angular de intercambio energético se calcula por la fórmula [L.4]

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{s}\right)^2} + \frac{d}{s} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1}.$$

Sustituyendo las magnitudes conocidas por las condiciones del problema obtendremos:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{100}{120}\right)^2} + \frac{100}{120} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\left(\frac{120}{100}\right)^2 - 1} = 0{,}934.$$

$\bar{\varphi}_{2,1}$ se halla por la condición de reciprocidad:

$$\bar{\varphi}_{2,1} F_2 = \bar{\varphi}_{1,2} F_1,$$

de donde

$$\bar{\varphi}_{2,1} = \bar{\varphi}_{1,2} \frac{F_1}{F_2} = 0{,}934 \frac{s}{\pi d} = 0{,}357.$$

Las superficies recíprocas de intercambio de calor

$$\bar{H}_{1,2} = \bar{H}_{2,1} = \bar{\varphi}_{1,2} F_1 = 0{,}934 \cdot 0{,}12 = 0{,}112 \text{ m}^2/\text{m}.$$

10-50. ¿Cómo variarán los coeficientes angulares medios y las superficies recíprocas de intercambio de calor si se aumentan en 2 y 3 veces las distancias entre los ejes de los tubos de apantallamiento examinados en el problema 10-49 a la par que se dejan sin variar todas las demás condiciones?

Construir la dependencia entre los coeficientes angulares y las superficies recíprocas de intercambio energético de calor, por una parte, y las distancias entre los tubos, por otra parte; para ello utilizar también los resultados de los cálculos del problema 10-49.

Respuesta

a) $\bar{\varphi}_{1,2} = 0{,}566$; $\bar{\varphi}_{2,1} = 0{,}432$; $\bar{H}_{1,2} = \bar{H}_{2,1} = 0{,}1358$ m²/m;
b) $\bar{\varphi}_{1,2} = 0{,}401$; $\bar{\varphi}_{2,1} = 0{,}460$; $\bar{H}_{1,2} = \bar{H}_{2,1} = 0{,}1445$ m²/m.

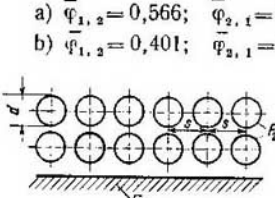

Fig. 10-12. Para el problema 10-51.

10-51. Las paredes de una cámara de combustión están cubiertas por dos filas de tubos de apantallamiento cuyo diámetro exterior es $d = 80$ mm. En ambas filas los tubos están dispuestos con un mismo paso (en el plano paralelo a la pared) igual a $s = 400$ mm (fig. 10-12).

Calcular el coeficiente angular medio del intercambio energético entre la superficie de la cámara de combustión y los tubos de apantallamiento.

Respuesta

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 0{,}502.$$

Solución

El coeficiente angular del intercambio energético entre la pared y una de las filas de tubos se calcula por la fórmula [L.24]

$$\bar{\varphi}_{1,2} = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{s}\right)^2} + \frac{d}{s} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1} =$$

$$= 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{80}{400}\right)^2} + \frac{80}{400} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\left(\frac{400}{80}\right)^2 - 1} = 0{,}294.$$

Para los haces de tubos en varias filas

$$\bar{\varphi}'_{1,2} = 1 - (1 - \bar{\varphi}_{1,2}) = 1 - (1 - 0{,}294)^2 = 0{,}502,$$

donde n es el número de filas y, para nuestro caso, $n = 2$.

10-52. Calcular los coeficientes angulares del intercambio energético entre una superficie plana y un haz de tubos si el número de tubos en la dirección normal a la superficie de la pared es igual, respectivamente, a $n = 3$, 4, 5 y 6, mientras que todas las demás condiciones son las mismas que las del problema 10-51.

Construir la dependencia gráfica entre el coeficiente angular del intercambio energético $\bar{\varphi}_{1,2}$ y el número de filas n. Durante la construcción del gráfico emplear los resultados de los cálculos del problema 10-51.

Respuesta

$n = 3$, $\bar{\varphi}'_{1,2} = 0{,}6485$;
$n = 4$, $\bar{\varphi}'_{1,2} = 0{,}752$;
$n = 5$, $\bar{\varphi}'_{1,2} = 0{,}825$;
$n = 6$, $\bar{\varphi}'_{1,2} = 0{,}8754$.

CAPÍTULO UNDÉCIMO

Intercambio de calor por radiación en un medio absorbente

11-1. Determinar el coeficiente de debilitamiento del rayo por una capa de gas carbónico de 30 mm de espesor si se sabe que después de haber atravesado esta capa la intensidad espectral del rayo disminuyó en un 90%.

Respuesta

$$\varkappa_\lambda = 76{,}7 \text{ 1/m}.$$

Solución

El coeficiente de debilitamiento del rayo en un medio absorbente $\varkappa_\lambda$ se puede hallar por la ley de Bouguer:

$$J_{\lambda,\, x} = J_{\lambda,\, x=0} e^{-\varkappa_\lambda x}, \qquad (11\text{-}1)$$

de donde

$$\varkappa_\lambda = -\frac{1}{x} \ln \frac{J_{\lambda,\, x}}{J_{\lambda,\, x=0}}. \qquad (11\text{-}2)$$

De las condiciones del problema tenemos:

$$\frac{J_{\lambda,\, x}}{J_{\lambda,\, x=0}} = 0{,}1$$

Sustituyendo en la ecuación (11-2) los valores numéricos de las magnitudes según las condiciones del problema obtendremos:

$$\varkappa_\lambda = -\frac{1}{3 \cdot 10^{-2}} 2{,}3 \lg 0{,}1 = 76{,}7 \text{ 1/m}.$$

11-2. El poder absorbente de una capa de gas con espesor l_1 a presión parcial p_1 es igual a $A_{\lambda 1}$.

Determinar el poder absorbente del gas si, simultáneamente, varían el espesor de la capa y la presión parcial hasta magnitudes que, respectivamente, son iguales a l_2 y p_2. Considerar que para el gas dado es válida la ley de Bouguer y que, en ambos casos, la temperatura del gas es la misma.

Respuesta

$$A_{\lambda 2} = 1 - (1 - A_{\lambda 1})^{\frac{p_2 l_2}{p_1 l_1}}.$$

Solución

Según la ley de Bouguer el poder absorbente del gas que se encuentra a temperatura invariable es función de la magnitud pl:

$$A_\lambda = 1 - e^{-k(pl)}.$$

Escribamos esta última igualdad adaptándola a las condiciones del problema

$$A_{\lambda_1} = 1 - e^{-k(p_1 l_1)};$$
$$A_{\lambda_2} = 1 - e^{-k(p_2 l_2)}.$$

Eliminando k en la ecuación obtendremos:

$$A_{\lambda_2} = 1 - (1 - A_{\lambda_1})^{\frac{p_2 l_2}{p_1 l_1}}.$$

11-3. En un tubo de diámetro 200 mm y longitud 1 m que está cerrado por ambos extremos se encuentra una mezcla de aire seco y de gas carbónico. La presión total y la temperatura de la mezcla son, respectivamente, de 98,1 kPa y 800°C. La presión parcial del gas carbónico es igual a 9 kPa.

Hallar el grado de negrura de la mezcla de gases que se encuentra en el tubo.

Respuesta

$$\varepsilon = 0,06.$$

11-4. La temperatura de los gases en un horno de calentar es constante en todo el volumen e igual a 1 200°C. El volumen del horno es $V = 12$ m³ y la superficie protectora total es $F = 28$ m².

La presión total de los productos de combustión es $p = 98,1$ kPa y las presiones parciales de los vapores de agua son $p_{H_2O} = 8$ kPa y $p_{CO_2} = 12$ kPa.

Calcular el grado de negrura de la mezcla radiante de gases y la radiación característica de los productos de combustión.

Respuesta

$$\varepsilon_g = 0,215; \quad E_{car.\,g} = 57\,400 \text{ W/m}^2.$$

Solución

La longitud media de la trayectoria del rayo para la capa de gas en el volumen del horno se calcula por la fórmula [L. 28]:

$$l = 3,6\frac{V}{F} = 3,6\frac{12}{28} = 1,54 \text{ m}.$$

El producto de la presión parcial del ácido carbónico y de los vapores de agua por la longitud de la trayectoria del rayo será igual a:

$$p_{CO_2} l = 1,2 \cdot 10^4 \cdot 1,54 = 1,85 \cdot 10^4 \text{ m} \cdot \text{Pa} = 18,9 \text{ cm} \cdot \text{atm};$$
$$p_{H_2O} l = 0,8 \cdot 10^4 \cdot 1,54 = 1,23 \cdot 10^4 \text{ m} \cdot \text{Pa} = 12,5 \text{ cm} \cdot \text{atm}.$$

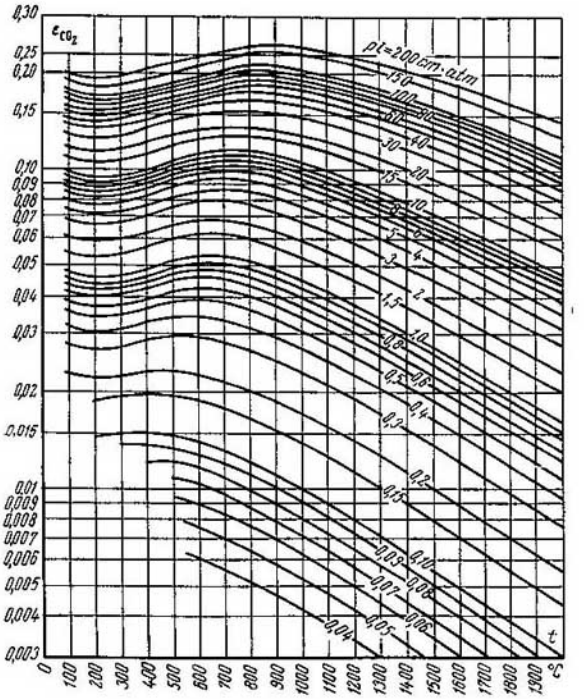

Fig. 11-1. Grado de negrura del gas carbónico $\varepsilon_{CO_2} = f_1(t, pl)$ [L.29].

El grado de negrura de CO_2 y H_2O cuando la temperatura de los gases es $t_2 = 1200°C$ se hallará por los gráficos de las figs. 11-1 y 11-2 [L. 29]:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,11;$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,10.$$

El grado de negrura de la mezcla de gases es

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O}.$$

Por los gráficos de la fig. 11-3 hallamos la corrección $\beta = 1,05$ y entonces $\varepsilon_g = 0,11 + 1,05 \cdot 0,10 = 0,215$.

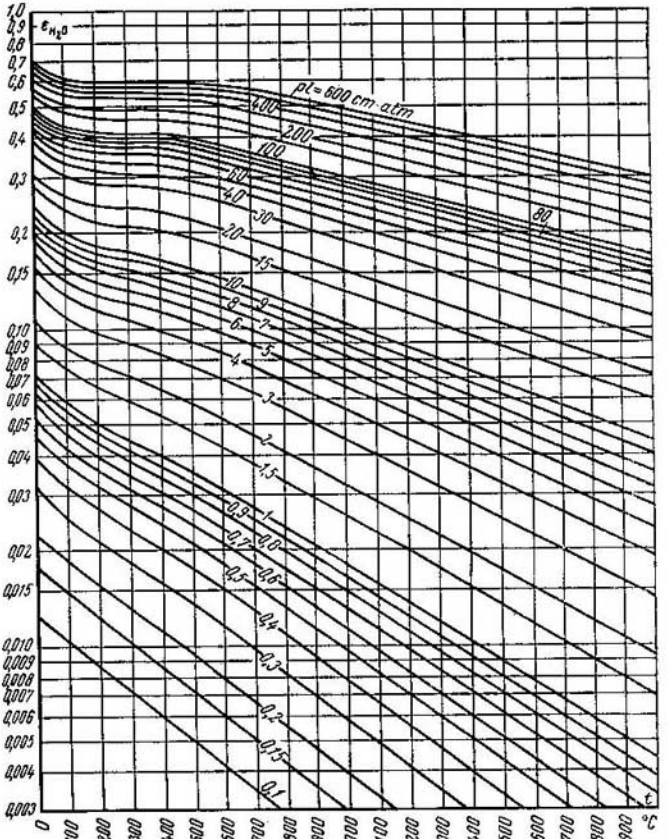

Fig. 11-2. Grado de negrura del vapor de agua $\varepsilon_{H_2O} = f_2(t, pl)$ [L.29].

La radiación característica de los productos de combustión es

$$E_{car.\,g} = \varepsilon_g C_0 \left(\frac{T_g}{100}\right)^4 = 0{,}215 \cdot 5{,}67 \left(\frac{1\,473}{100}\right)^4 = 57\,400 \text{ W/m}^2.$$

11-5. Calcular el grado de negrura y la radiación característica de la mezcla de gases si la temperatura media de éstos ha bajado hasta 1000°C, mientras que todas las demás condiciones quedan las mismas que en el problema 11-4.

Respuesta

$$\varepsilon_g = 0{,}256; \quad E_{car.\,g} = 38\,200 \text{ W/m}^2.$$

11-6. Calcular el grado de negrura y la radiación característica de la mezcla de gases si la presión parcial del gas carbónico es

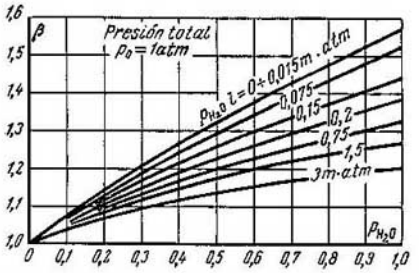

Fig. 11-3. Coeficiente de corrección β para la presión parcial del vapor de agua [L.29].

$p_{CO_2} = 1 \cdot 10^4$ Pa, la de los vapores de agua es $p_{H_2O} = 1 \cdot 10^4$ Pa y todas las demás condiciones permanecen iguales a las del problema 11-4.

Respuesta

$$\varepsilon_g = 0{,}220; \quad E_{car.\,g} = 58\,700 \text{ W/m}^2.$$

11-7. Determinar el coeficiente de traspaso de calor por radiación del flujo de gas a la superficie de los tubos del recalentador de vapor de una caldera si la temperatura de los gases en la entrada es $t_{g1} = 1\,100$°C y la temperatura de éstos a la salida del recalentador es $t_{g2} = 800$°C. Admitir que la temperatura media de toda la superficie de intercambio de calor es constante e igual a $t_c = 500$°C, y que el grado de negrura de la superficie es $\varepsilon_c = 0{,}8$. Los tubos están dispuestos al tresbolillo (fig. 11-4) con pasos de frente $s_1 = 2d$ y de profundidad $s_2 = 2d$; el diámetro exterior de los tubos es $d = 38$ mm. El gas contiene 10% de CO_2 y 4% de H_2O. La presión total del gas es $p = 98{,}1$ kPa.

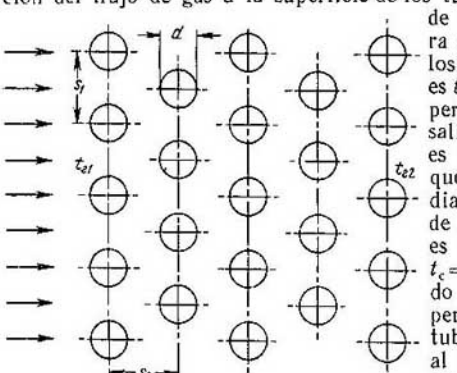

Fig. 11-4. Para el problema 11-7.

Respuesta

$$\alpha_{en} = 11{,}5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Solución

La longitud media de la trayectoria del rayo en el espacio intertubular se determina por la fórmula [L. 28]:

$$l = 1{,}08d\left(\frac{s_1 s_2}{d^2} - 0{,}785\right) = 1{,}08 \cdot 0{,}038\,(2 \cdot 2 - 0{,}785) = 0{,}132 \text{ m}.$$

Los productos de la presión parcial del gas carbónico y de los vapores de agua por la longitud media de la trayectoria del rayo son iguales a:

$$p_{CO_2} l = 0{,}1 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4 \cdot 0{,}132 = 0{,}129 \cdot 10^4 \text{ m} \cdot \text{Pa} = 1{,}32 \text{ cm} \cdot \text{atm};$$

$$p_{H_2O} l = 0{,}04 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4 \cdot 0{,}132 = 0{,}0518 \cdot 10^4 \text{ m} \cdot \text{Pa} = 0{,}528 \text{ cm} \cdot \text{atm}.$$

La temperatura media de los gases es

$$t_g = \frac{1}{2}(t_{g1} + t_{g2}) = \frac{1}{2}(1100 + 800) = 950\text{°C}.$$

Por los gráficos de las figs. 11-1 y 11-2 hallamos el grado de negrura de CO_2 y H_2O para la temperatura media de los gases:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0{,}05;$$
$$\varepsilon_{H_2O} = 0{,}0105.$$

Por el gráfico de la fig. 11-3 hallamos la corrección β y calculamos el grado de negrura de los gases para la temperatura media de éstos

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}05 + 1{,}05 \cdot 0{,}0105 = 0{,}061.$$

El poder absorbente de los gases a la temperatura de la superficie de los tubos es

$$A_g = \varepsilon_{CO_2}\left(\frac{T_g}{T_c}\right)^{0{,}65} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}056\left(\frac{950+273}{500+273}\right)^{0{,}65} + \\ + 1{,}05 \cdot 0{,}021 = 0{,}0975,$$

donde ε_{CO_2} y ε_{H_2O} se cogen de los mismos gráficos (figs. 11-1 y 11-2) para la temperatura de la pared.

La carga térmica de la superficie de los tubos a costa de la radiación es

$$q_{en} = \frac{1}{2}(\varepsilon_c + 1) C_0 \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - A_g \left(\frac{T_c}{100}\right)^4\right]. \qquad (11\text{-}3)$$

En el caso dado

$$q_{en} = \frac{1}{2}(0{,}8 + 1) \cdot 5{,}67 \left[0{,}061\left(\frac{950+273}{100}\right)^4 - 0{,}0975\left(\frac{500+273}{100}\right)^4\right] = \\ = 5\,180 \text{ W/m}^2.$$

El coeficiente de traspaso de calor por radiación es

$$\alpha_{en} = \frac{q_{en}}{t_g - t_c} = \frac{5\,180}{950 - 500} = 11{,}5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

11-8. Resolver el problema 11-7 en la condición de que la distancia entre los ejes de los tubos en el frente y en la profundidad se aumentó en 2 veces, es decir, $s_1 = s_2 = 4d$, mientras que todos los demás datos iniciales permanecen sin variar.

Respuesta

$$\alpha_{en} = 25{,}4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

11-9. Resolver el problema 11-7 en la condición de que, como resultado de la variación del régimen de trabajo de la cámara de combustión, la presión parcial de los vapores de agua aumentó en 3 veces, mientras que todos los demás datos iniciales quedaron sin variación.

Respuesta

$$\alpha_{en} = 15{,}6 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

11-10. Un haz de gran cantidad de tubos largos con diámetro exterior $d = 60$ mm está contorneado por productos de combustión que contienen 12% de gas carbónico y 7% de vapor de agua. La temperatura de los productos de combustión es igual a 1200°C y la presión total es de 98,1 kPa.

Los tubos están dispuestos al tresbolillo con pasos transversales y longitudinales iguales a $s_1 = s_2 = 2d$.

Determinar la radiación característica de los productos de combustión que recae sobre 1 m² de la superficie de los tubos.

Respuesta

$$q_{car.\,g} = 2{,}03 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2.$$

11-11. Calcular qué parte del proceso total de transmisión de calor de los gases de combustión a los tubos del haz de caldera examinado en el problema 6-13 constituirá el intercambio de calor por radiación en las condiciones en que los pasos entre los tubos en el frente y en la profundidad son $s_1 = s_2 = 3d$ ($d_{ex} = 80$ mm), la temperatura media de los gases en el haz es $t_g = 1000$°C; la temperatura de la superficie de los tubos, $t_c = 400$°C y el grado de negrura, $\varepsilon_c = 0{,}8$. Los gases de combustión contienen 11% de H_2O y 13% de CO_2. La presión de los gases es de 98,1 kPa. La componente convectiva α_{con} se debe coger de la respuesta al problema 6-13 (desatender de la variación de α_{con} a costa de otro valor de s_1/s_2).

Respuesta

$$\alpha_{en} = 0{,}385\alpha_0.$$

11-12. Calcular la densidad del flujo calorífico originado por la radiación de los gases de combustión a la superficie de un canal de llamas de diámetro $d = 500$ mm. Los gases contienen 10% de ácido carbónico y 5% de vapores de agua. La presión total de los gases es de 98,1 kPa. La temperatura de los gases en la entrada al canal de llamas es $t_{g1} = 800°C$ y a la salida de éste $t_{g2} = 600°C$; la temperatura media de la superficie del canal de llamas es $t_c = 400°C$ y el grado de negrura de la superficie es $\varepsilon_c = 0,85$.

Respuesta

$$q_{en} = 4630 \text{ W/m}^2.$$

Solución

La longitud media de la trayectoria del rayo es

$$l = 0,9\frac{4V}{F} = 0,9\frac{\frac{4\pi d^2}{4}L}{\pi dL} = 0,9d = 0,45 \text{ m}.$$

A diferencia del problema 11-7, en la práctica de cálculos, el grado de negrura de los gases se determina por la temperatura geométrica media de los gases. Este método se utiliza cuando son grandes las variaciones de la temperatura en el canal de llamas.

La temperatura geométrica media en canal de llamas es

$$\overline{T}g = \sqrt[4]{(T_{g1})^2 (T_{g2})^2} = \sqrt[4]{(800+273)^2 (600+273)^2} = 967 \text{ K};$$
$$\overline{t}_g = \overline{T}_g - 273 = 694°C.$$

Los productos de las presiones parciales de CO_2 y H_2O por la longitud media de la trayectoria del rayo serán:

$$p_{CO_2} l = 0,1 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,45 = 0,442 \cdot 10^4 \text{ m} \cdot \text{Pa} = 4,5 \text{ cm} \cdot \text{atm}.$$
$$p_{H_2O} l = 0,05 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,45 = 0,221 \cdot 10^4 \text{ m} \cdot \text{Pa} = 2,25 \text{ cm} \cdot \text{atm}.$$

Para la temperatura media de los gases $\overline{t}_g = 694°C$, según las figs. 11-1—11-3, hallamos:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,09; \quad \varepsilon_{H_2O} = 0,05 \text{ y } \beta = 1,06.$$

El grado de negrura de los gases a la temperatura media de éstos es

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0,09 + 1,06 \cdot 0,05 = 0,143.$$

Para la temperatura de la pared $t_c = 400°C$, por los mismos gráficos, hallamos:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,08 \quad \text{y} \quad \varepsilon_{H_2O} = 0,07.$$

El poder absorbente de los gases a la temperatura de la pared se hallará como

$$A_g = \varepsilon_{CO_2}\left(\frac{\bar{T}_g}{T_c}\right)^{0,65} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}08\left(\frac{967}{673}\right)^{0,65} + 1{,}06 \cdot 0{,}07 = 0{,}175.$$

El flujo calorífico específico sobre la pared del canal de llamas a costa de la radiación de éstos será

$$q_{en} = \frac{1}{2}(\varepsilon_c + 1)C_0\left[\varepsilon_g\left(\frac{\bar{T}_g}{100}\right)^4 - A_g\left(\frac{T_c}{100}\right)^4\right] =$$

$$= \frac{1}{2}(0{,}85 + 1)\,5{,}67\,(0{,}143 \cdot 9{,}7^4 - 0{,}175 \cdot 6{,}73^4) = 4\,630 \text{ W/m}^2.$$

11-13. Resolver el problema 11-12 en la condición de que el canal de llamas, en su sección transversal, tiene la forma de rectángulo con lados $a = 0{,}5$ m y $b = 1$ m. Todos los demás datos iniciales deben conservarse sin variación.

Respuesta

$$q_{en} = 5\,420 \text{ W/m}^2.$$

11-14. Resolver el problema 11-12 en la condición de que la presión parcial de los vapores de agua aumentó en 2 veces, mientras que todos los otros datos quedaron sin variación.

Respuesta

$$q_{en} = 5\,930 \text{ W/m}^2.$$

CAPÍTULO DUODECIMO

Cálculo térmico de los aparatos intercambiadores de calor

12-1. El aceite de marca MC ingresa en un refrigerador cuya temperatura es $t'_{f1} = 70°C$ y se enfría hasta la temperatura $t''_{f1} = 30°C$.

La temperatura del agua refrigerante en la entrada es $t'_{f2} = 20°C$.

Determinar la temperatura del agua a la salida del refrigerador de aceite si los gastos de aceite y de agua, respectivamente, son iguales a $G_1 = 1 \cdot 10^4$ kg/h y $G_2 = 2{,}04 \cdot 10^4$ kg h. Desatender de las pérdidas de calor al ambiente circundante.

Respuesta

$$t''_{f2} = 30°C.$$

12-2. ¿Hasta qué temperatura se calentará el agua en el refrigerador de aceite si el gasto de éste y del agua son iguales, es decir, $G_1 = G_2$ y las temperaturas t'_{f1}, t''_{f1} y t'_{f2} son las mismas que en el problema 12-1?

Respuesta

$$t''_{f2} = 40{,}4°C.$$

12-3. Determinar los valores de las cargas de temperaturas logarítmicas entre los agentes de transmisión de calor, en las condiciones de los problemas 12-1 y 12-2, si dichos agentes se mueven por un circuito de contracorriente.

Respuesta

$$\Delta t_{log} = 21{,}7°C \text{ y } \Delta t_{log} = 18{,}1°C.$$

12-4. En un calentador de aire este último se calienta desde la temperatura $t'_{f2} = 20°C$ hasta $t''_{f2} = 210°C$, y los gases calientes se enfrían desde la temperatura $t'_{f1} = 410°C$ hasta $t''_{f1} = 250°C$.

Determinar la carga media logarítmica de temperatura entre el aire y el gas para los casos de movimiento de éstos por circuitos de corriente unidireccional y de contracorriente (fig. 12-1).

Respuesta

$$\Delta t_{unid} = 154°C; \quad \Delta t_{cont} = 215°C.$$

12-5. Determinar la carga media logarítmica de temperatura para las condiciones del problema 12-4 si el aire y el gas se mueven por un circuito de "corriente encruzada" y el flujo de cada agente de transmisión de calor se mezcla bien. Comparar el resultado con la respuesta al problema 12-4.

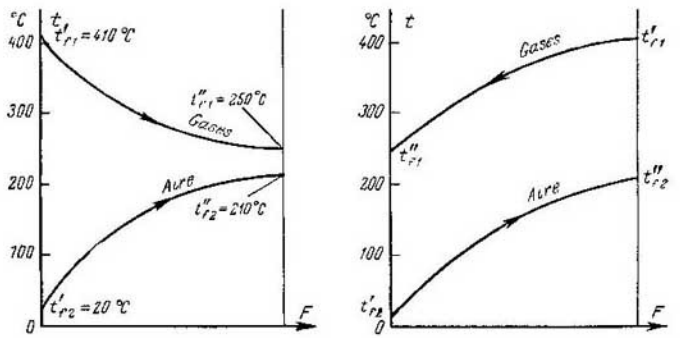

Fig. 12-1. Para el problema 12-4.

Respuesta

$$\Delta t_{encr} = 184°C:\ \Delta t_{cont} > \Delta t_{encr} > \Delta t_{unid}.$$

Indicación. La carga media logarítmica de temperatura en la corriente encruzada de los agentes de transmisión de calor

$$\Delta t_{encr} = \Delta t_{cont}\, \varepsilon_{encr}, \qquad (12\text{-}1)$$

donde Δt_{cont} es la carga media logarítmica de temperatura durante la contracorriente; ε_{encr} es el coeficiente de corrección, que se determina por el gráfico (véase fig. A-3) en función de las magnitudes de P y R:

$$P = \frac{\delta t_{f2}}{\Delta t^{*}} = \frac{t''_{f2} - t'_{f2}}{t'_{f1} - t'_{f2}};$$

$$R = \frac{\delta t_{f1}}{\delta t_{f2}} = \frac{t'_{f1} - t''_{f1}}{t''_{f2} - t'_{f2}}.$$

12-6. En un intercambiador tubular de calor tipo vapor-agua el vapor de agua seco y saturado cuya presión es $p = 3{,}5 \cdot 10^5$ Pa se condensa en la superficie exterior de los tubos. El agua, que circula por los tubos, se calienta desde $t'_{f1} = 20°C$ hasta $t''_{f1} = 90°C$.

Determinar la carga media logarítmica de temperatura en este intercambiador de calor (fig. 12-2).

Respuesta

$$\Delta t_{log} = 78{,}9°C.$$

12-7. Determinar el gasto de vapor en el intercambiador vapor-agua examinado en el problema 12-6 si el gasto de agua es $G_1 = 8$ t/h. Suponer que no existe sobreenfriamiento del condensado.

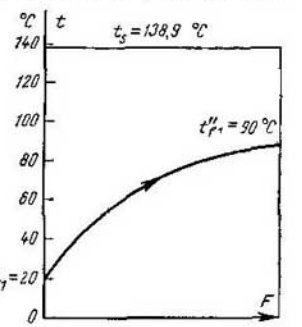

Fig. 12-2. Para el problema 12-6.

Respuesta

$$G_2 = 1\,090 \text{ kg/h}.$$

12-8. ¿Cómo variarán la carga media logarítmica de temperatura y el gasto de vapor para las condiciones de los problemas 12-6 y 12-7 si se eleva la presión del vapor hasta $p = 7 \cdot 10^5$ Pa?

Respuesta

$p = 3{,}5 \cdot 10^5$ Pa; $\Delta t_{log} = 78{,}9°C$; $G_2 = 1\,090$ kg/h;
$p = 7 \cdot 10^5$ Pa; $\Delta t_{log} = 106°C$; $G_2 = 1130$ kg/h.

12-9. Determinar la superficie de caldeo de un economizador de agua, en el que los agentes de transmisión de calor se mueven por un circuito de contracorriente, si se conocen las magnitudes siguientes: la temperatura de los gases en la entrada $t'_1 = 420°C$; el gasto de gases $G_1 = 220$ t/h; el calor específico de los gases $c_{p1} = 1{,}045$ kJ/(kg·°C); la temperatura del agua a la entrada $t'_{f2} = 105°C$; el gasto de agua $G_2 = 120$ t/h; la cantidad de calor transferido $Q = 13{,}5$ MW; el coeficiente de transmisión térmica de los gases al agua $k = 79$ W/(m²·°C).

Respuesta

$$F = 1100 \text{ m}^2.$$

12-10. Determinar la superficie de caldeo del economizador de agua examinado en el problema 12-9 si los agentes de transmisión de calor se mueven por un circuito de corriente unidireccional. Comparar el resultado obtenido con la respuesta al problema 12-9.

Respuesta

$$F = 1930 \text{ m}^2; \; F_{cont} : F_{unid} = 0{,}57.$$

12-11. En un intercambiador de calor tipo agua-agua de circuito de contracorriente cuya superficie de caldeo es $F = 2$ m² el agua calentadora ingresa con la temperatura $t'_{f1} = 85$°C; el gasto de agua calentadora es $G_1 = 2000$ kg/h. El gasto del agua que se calienta es $G_2 = 1500$ kg/h y la temperatura de ésta a la entrada en el intercambiador de calor, $t'_{f2} = 25$°C.

Determinar la cantidad de calor transferido y las temperaturas finales de los agentes de transmisión de calor si se sabe que el coeficiente de transmisión térmica del agua caliente al agua fría es $k = 1400$ W/(m²·°C).

Respuesta

$$Q = 69{,}8 \text{ kW}; \; t''_{f1} = 55°\text{C}; \; t'_{f2} = 65°\text{C}.$$

12-12. Determinar la superficie de caldeo y el número de secciones de un intercambiador de calor de agua-agua tipo "un tubo metido en otro" (fig. 12-3). El agua calentadora se mueve

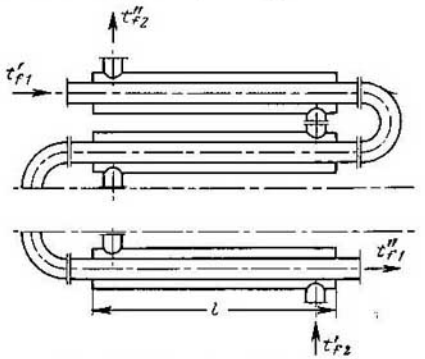

Fig. 12-3. Para el problema 12-12.

por el tubo interior de acero [$\lambda_{ac} = 45$ W/(m·°C)] cuyo diámetro es $d_2/d_1 = 35/32$ mm y su temperatura a la entrada es $t'_{f1} = 95$°C. El gasto de agua calentadora $G_1 = 2130$ kg/h.

El agua que se calienta se mueve en contracorriente por el canal anular entre los tubos y se calienta desde $t'_{f2} = 15$°C hasta $t''_{f2} = 45$°C. El diámetro interior del tubo exterior es $D = 48$ mm. El gasto del agua que se calienta es $G_2 = 3200$ kg/h. La longitud de una sección del intercambiador de calor es $l = 1{,}9$ m.

Se puede desatender de las pérdidas de calor a través de la superficie externa del intercambiador de calor.

Respuesta

$$F = 1{,}33 \text{ m}^2; \; n = 7.$$

Solución

El calor específico del agua es $c_p \approx 4{,}19$ kJ/(kg·°C).
La cantidad de calor transferido es

$$Q = G_2 c_{p2} (t''_{f2} - t'_{f2}) = \frac{3200}{3600} 4{,}19 (45 - 15) = 111 \text{ kW}.$$

La temperatura del agua calentadora a la salida es

$$t''_{f1} = t'_{f1} - \frac{Q}{G_1 c_{p1}} = 95 - \frac{111 \cdot 3600}{2130 \cdot 4{,}19} = 50°\text{C}.$$

Hallamos los valores medios aritméticos de las temperaturas de los agentes de transmisión de calor y los valores de las propiedades físicas del agua a estas temperaturas:

$$t_{f1} = 0{,}5 (t'_{f1} + t''_{f1}) = 0{,}5 (95 + 50) = 72{,}5°\text{C};$$

a esta temperatura

$$\rho_{f1} = 976 \text{ kg/m}^3; \ \nu_{f1} = 0{,}403 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$
$$\lambda_{f1} = 0{,}670 \text{ W/(m·°C)}; \ \text{Pr}_{f1} = 2{,}47;$$
$$t_{f2} = 0{,}5 (t'_{f2} + t''_{f2}) = 0{,}5 (15 + 45) = 30°\text{C};$$

a esta temperatura

$$\rho_{f2} = 996 \text{ kg/m}^3; \ \nu_{f2} = 0{,}805 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$
$$\lambda_{f2} = 0{,}618 \text{ W/(m·°C)}; \ \text{Pr}_{f2} = 5{,}42.$$

Las velocidades del movimiento de los agentes de transmisión de calor son

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho_{f1} \pi d_1^2 3600} = \frac{4 \cdot 2130}{976 \cdot 3{,}14 (3{,}2 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 3600} = 0{,}755 \text{ m/s};$$

$$w_2 = \frac{4G_2}{\rho_{f2} \pi (D^2 - d_2^2) 3600} = \frac{4 \cdot 3200}{996 \cdot 3{,}14 (4{,}8^2 - 3{,}5^2) 10^{-4} \cdot 3600} = 1{,}06 \text{ m/s}.$$

El número de Reynolds para el flujo de agua calentadora es

$$\text{Re}_{f1} = \frac{w_1 d_1}{\nu_{f1}} = \frac{0{,}755 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-2}}{0{,}403 \cdot 10^{-6}} = 6 \cdot 10^4.$$

El régimen de la corriente del agua calentadora es turbulento y el cálculo del número de Nusselt y del coeficiente de traspaso de calor se efectúa por la fórmula (5-7).
El número de Nusselt es

$$\text{Nu}_{f1} = 0{,}021 \text{Re}_{f1}^{0{,}8} \text{Pr}_{f1}^{0{,}43} \left(\frac{\text{Pr}_{f1}}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0{,}25}.$$

Puesto que la temperatura de la pared es desconocida, en una primera aproximación admitimos el valor

$$t_{c1} \approx 0{,}5 (t_{f1} + t_{f2}) = 0{,}5 (72{,}5 + 30) = 51{,}2°\text{C}.$$

A esta temperatura $Pr_{c1} = 3{,}5$; entonces

$$Nu_{f1} = 0{,}021\,(6 \cdot 10^4)^{0{,}8} \cdot (2{,}47)^{0{,}43} \left(\frac{2{,}47}{3{,}5}\right)^{0{,}25} = 188.$$

El coeficiente de traspaso de calor del agua calentadora a la pared del tubo

$$\alpha_1 = Nu_{f1} = \frac{\lambda_{f1}}{d_1}\,188\,\frac{0{,}670}{3{,}2 \cdot 10^{-2}} = 3940\ \text{W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

El número de Reynolds para el flujo del agua que se calienta es

$$Re_{f2} = \frac{w_2 d_e}{\nu_{f2}} = \frac{1{,}06 \cdot 1{,}3 \cdot 10^{-2}}{0{,}805 \cdot 10^{-6}} = 1{,}71 \cdot 10^4,$$

donde el diámetro equivalente para el canal circular

$$d_e = D - d_2 = 48 - 35 = 13\ \text{mm}.$$

El régimen de la corriente del agua que se calienta es turbulento y el cálculo del número de Nusselt y del coeficiente de traspaso de calor se realiza por la fórmula (5-12) para la termotransferencia durante la corriente turbulenta en canales de sección circular:

$$Nu_{f2} = 0{,}017 Re_{f2}^{0{,}8} Pr_{f2}^{0{,}4} \left(\frac{Pr_{f2}}{Pr_{c2}}\right)^{0{,}25} \left(\frac{D}{d_2}\right)^{0{,}18}.$$

Admitiendo en una primera aproximación que $t_{c2} \approx t_{c1}$ y, por consiguiente, que $Pr_{c2} \approx Pr_{c1} \approx 3{,}5$ obtendremos:

$$Nu_{f2} = 0{,}017\,(1{,}71 \cdot 10^4)^{0{,}8}\,(5{,}42)^{0{,}4} \left(\frac{5{,}42}{3{,}5}\right)^{0{,}25} \left(\frac{48}{35}\right)^{0{,}18} = 95.$$

El coeficiente de traspaso de calor de la pared del tubo al agua que se calienta es

$$\alpha_2 = Nu_{f2} = \frac{\lambda_{f2}}{d_e} = 95\,\frac{0{,}618}{1{,}3 \cdot 10^{-2}} = 4500\ \text{W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

El coeficiente de transmisión térmica es

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3940} + \frac{1{,}5 \cdot 10^{-3}}{45} + \frac{1}{4500}} = 1970\ \text{W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Puesto que en el caso que examinamos $\frac{t'_{f1} - t''_{f2}}{t''_{f1} - t'_{f1}} = \frac{50}{35} < 1{,}5$ el cálculo se puede efectuar con suficiente exactitud por la diferencia media aritmética de las temperaturas:

$$\Delta t_a = t_{f1} - t_{f2} = 72{,}5 - 30 = 42{,}5\text{°C}.$$

La densidad del flujo calorífico es

$$q = k\Delta t_a = 1970 \cdot 42{,}5 = 8{,}37 \cdot 10^4\ \text{W/m}^2.$$

La superficie de caldeo es

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{111}{83,7} = 1,33\ m^2.$$

El número de secciones es

$$n = \frac{P}{\pi d_1 l} = \frac{1,33}{\pi \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 1,9} \approx 7.$$

Las temperaturas de las superficies de las paredes son

$$t_{c1} = t_{f1} - \frac{q}{\alpha_1} = 72,5 - \frac{83\,700}{3\,940} = 51,3°C;$$

$$t_{c2} = t_{f2} + \frac{q}{\alpha_2} = 30 + \frac{83\,700}{4\,500} = 48,6°C.$$

A estas temperaturas $Pr_{c1} = 3,47$ y $Pr_{c2} = 3,65$, y las correcciones para la variación de las propiedades físicas del fluido en la sección del flujo tienen los valores siguientes:

$$\left(\frac{Pr_{f1}}{Pr_{c1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{2,47}{3,47}\right)^{0,25} = 0,915 \text{ (en el cálculo se admitió igual a 0,92);}$$

$$\left(\frac{Pr_{f2}}{Pr_{c2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{5,42}{3,65}\right)^{0,25} = 1,10 \text{ (en el cálculo se admitió igual a 1,12).}$$

La coincidencia es suficiente exacta y se puede admitir que $F = 1,33\ m^2$ y $n = 7$.

12-13. En un intercambiador seccionado de calor tipo "un tubo metido en otro" el aceite para transformadores se enfría con agua.

El aceite circula por un tubo interno de latón cuyo diámetro es $d_2/d_1 = 14/12$ mm a la velocidad $w_1 = 4$ m/s. La temperatura del aceite a la entrada en el intercambiador de calor es $t'_{f1} = 100°C$. El agua se mueve en contracorriente respecto al aceite por la holgura anular a la velocidad $w_2 = 2,5$ m/s y su temperatura a la entrada es $t'_{f2} = 20°C$. El diámetro interno del tubo exterior es $d_3 = 22$ mm.

Determinar la longitud total de la superficie de intercambio de calor con la cual la temperatura del aceite a la salida será $t''_{f1} = 60°C$.

Se puede desatender de las pérdidas de calor a través de la superficie externa del intercambiador de calor.

Respuesta

$$l = 11,6 \text{ m}.$$

12-14. En un calentador de aire tubular de dos pasos de una caldera de vapor (fig. 12-4) el aire se debe calentar en la cantidad $G_2 = 21,5$ kg/s desde la temperatura $t'_{f2} = 30°C$ hasta $t''_{f2} = 260°C$.

Determinar la superficie de caldeo requerida, la altura de los tubos en uno de los pasos l_1 y la cantidad de tubos dispuestos transversalmente y a lo largo del flujo de aire.

Los gases de combustión (13% CO_2 y 11% H_2O) en la cantidad $G_1 = 19{,}6$ kg/s se mueven por el interior de tubos de acero ($\lambda_{ac} = 46{,}5$ W/(m·°C)) de diámetro $d_2/d_1 = 53/50$ mm a la velocidad media $w_1 = 14$ m/s. La temperatura de los gases a la entrada en el de calentador aire $t'_{f1} = 380$°C.

El aire se mueve transversalmente respecto al haz de tubos con una velocidad media en la sección estrecha del haz igual a $w_2 = 8$ m/s. Los tubos están dispuestos en orden escaqueado con paso $s_1 = s_2 = 1{,}3\,d_2$.

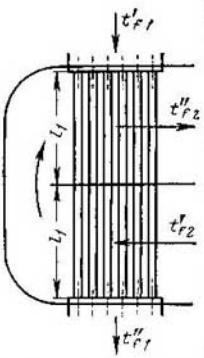

Fig. 12-4. Para el problema 12-14.

Respuesta

La superficie de calentamiento es $F = 1\,830$ m²; la altura de los tubos en un paso, $l_1 = 5{,}4$ m; la cantidad de tubos transversales al flujo, $n_1 = 38$; la cantidad de tubos a lo largo del flujo, $n_2 = 29$.

Solución

La temperatura media aritmética del aire es

$$t_{f2} = 0{,}5\,(t'_{f2} + t''_{f2}) = 0{,}5\,(30 + 260) = 145\text{°C}.$$

A esta temperatura las propiedades físicas del aire, respectivamente, son: $\rho_{f2} = 0{,}844$ kg/m³; $c_{pf2} = 1{,}01$ kJ/(kg·°C); $\lambda_{f2} = 3{,}52 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C); $\nu_{f2} = 28{,}3 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr_{f2} = 0{,}684$.

La cantidad de calor transferido es

$$Q = G_2 c_{pf2}\,(t''_{f2} - t'_{f2}) = 21{,}5 \cdot 1{,}01\,(260 - 30) = 5\,000\text{ kW}.$$

Determinemos la temperatura de los gases a la salida del calentador de aire.

En una primera aproximación admitimos que la temperatura media de los gases en el calentador de aire $t_{f1} = 300$°C. A esta temperatura $c_{pf1} \approx 1{,}12$ kJ/(kg·°C) y

$$t''_{f1} = t'_{f1} - \frac{Q}{G_1 c_{pf1}} = 380 - \frac{5\,000}{19{,}6 \cdot 1{,}12} = 152\text{°C};$$

entonces

$$t_{f1} = 0{,}5\,(t'_{f1} + t''_{f1}) = 0{,}5\,(380 + 152) = 266\text{°C}.$$

A esta temperatura $c_{pf1} = 1{,}11$ kJ/(kg·°C) y, como resultado de una segunda aproximación,

$$t''_{f1} = 150\text{°C} \quad \text{y} \quad t_{f1} = 265\text{°C}.$$

A la temperatura $t_{f1} = 265°C$ las propiedades físicas de los gases de combustión de la composición dada serán, respectivamente,

$$\rho_{f1} = 0{,}622 \text{ kg/m}^3; \quad c_{pf1} = 1{,}11 \text{ kJ/(kg·°C)};$$
$$\lambda_{f1} = 0{,}0454 \text{ W/(m·°C)}; \quad \nu_{f1} = 41{,}2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$
$$\text{Pr}_{f1} = 0{,}66.$$

El número de Reynolds para el flujo de gases es

$$\text{Re}_{f1} = \frac{w_1 d_1}{\nu_{f1}} = \frac{14 \cdot 0{,}05}{41{,}2 \cdot 10^{-6}} = 17\,000.$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor de los gases a las paredes de los tubos según la fórmula (5-7) son

$$\text{Nu}_{f1} = 0{,}021 \, \text{Re}_{f1}^{0{,}8} \text{Pr}_{f1}^{0{,}43} = 0{,}021 \, (1{,}7 \cdot 10^4)^{0{,}8} \cdot (0{,}66)^{0{,}43} = 43{,}5;$$
$$\alpha_f = \text{Nu}_{f1} \frac{\lambda_{f1}}{d_1} = 43{,}5 \frac{0{,}0454}{0{,}05} = 39{,}5 \text{ W/(m·°C)}.$$

El número de Reynolds para el flujo de aire es

$$\text{Re}_{f2} = \frac{w_2 d_2}{\nu_{f2}} = \frac{8 \cdot 0{,}053}{28{,}3 \cdot 10^{-6}} = 15\,000.$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor de las paredes de los tubos al aire durante el flujo transversal, según la fórmula (6-4), serán:

$$\text{Nu}_{f2} = 0{,}41 \, \text{Re}_{f2}^{0{,}6} \text{Pr}_{f2}^{0{,}33} \varepsilon_s = 0{,}41 \, (1{,}5 \cdot 10^4)^{0{,}6} \cdot (0{,}684)^{0{,}33} = 115,$$

donde, para la disposición escaqueada de los tubos y si $s_1/s_2 < 2$, $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$ y, puesto que $s_1 = s_2$, $\varepsilon_s = 1$;

$$\alpha_2 = \text{Nu}_{f2} \frac{\lambda_{f2}}{d_2} = 115 \frac{0{,}0352}{0{,}053} = 76{,}2 \text{ W/(m}^2 \text{·°C)}.$$

El coeficiente de transmisión térmica es

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{39{,}5} + \frac{1{,}5 \cdot 10^{-3}}{46{,}5} + \frac{1}{76{,}2}} = 26 \text{ W/(m}^2 \text{·°C)}.$$

Ya que

$$\frac{t'_{f1} - t''_{f2}}{t''_{f1} - t'_{f2}} = \frac{380 - 150}{260 - 30} = 1,$$

la carga media de temperatura es

$$\Delta t_{\log \text{ cont}} \approx \Delta t_a = t_{f1} - t_{f2} = 265 - 145 = 120°C.$$

Por el gráfico para el circuito del movimiento de los agentes de transmisión de calor que examinamos (véase fig. A-4 del apén-

dice) hallamos:

$$P = \frac{t''_{f2} - t'_{f2}}{t'_{f1} - t'_{f2}} = \frac{260-30}{380-30} = 0{,}658$$

$$R = \frac{t'_{f1} - t''_{f1}}{t''_{f2} - t'_{f2}} = \frac{380-150}{260-30} = 1{,}0;$$

$$\varepsilon = 0{,}88;$$

por consiguiente,

$$\Delta t = \varepsilon \Delta t_{cont} = 0{,}88 \cdot 120 = 105{,}5°C.$$

La superficie de caldeo del calentador de aire

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{5 \cdot 10^6}{26 \cdot 105{,}5} = 1830 \text{ m}^2.$$

El número total de tubos es

$$n = \frac{4G_1}{\rho_{f1} \pi d_1^2 w_1} = \frac{4 \cdot 19{,}6}{0{,}622 \cdot 3{,}14 (5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 14} = 1080.$$

La altura de los tubos en un paso es

$$l_1 = \frac{F}{2\pi d_1 n} = \frac{1830}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}05 \cdot 1080} = 5{,}4 \text{ m}.$$

La sección viva para el paso del aire es

$$f = \frac{G_2}{\rho_{f2} w_2} = \frac{21{,}5}{0{,}844 \cdot 8} = 3{,}2 \text{ m}^2.$$

El número de tubos dispuestos transversalmente al flujo es

$$n_1 = \frac{f}{l_1 (s_1 - d_2)} = \frac{3{,}2}{5{,}4 (1{,}3 \cdot 0{,}053 - 0{,}053)} \approx 38.$$

El número de tubos dispuestos a lo largo del flujo es

$$n_2 = \frac{n}{n_1} = \frac{1080}{38} \approx 29.$$

12-15. Efectuar el cálculo térmico y determinar las dimensiones principales de un intercambiador de calor tubular vertical tipo vapor-agua de cuatro pasos destinado a calentar $G_t = 30$ t/h de agua desde $t'_{f1} = 20°C$ hasta $t''_{f1} = 95°C$.

El agua circula por el interior de tubos de latón [$\lambda = 104{,}5$ W/(m·°C)] con diámetro $d_2/d_1 = 14/12$ mm a la velocidad $w = 1{,}5$ m/s. Como agente de transmisión de calor para el calentamiento se utiliza vapor de agua seco y saturado con presión $p = 127{,}5$ kPa, que se condensa en la superficie externa de los tubos.

Durante el cálculo admitir que las pérdidas de calor al ambiente circundante son iguales al 2% del calor que se suministra. El esquema del intercambiador de calor se expone en la fig. 12-5.

Respuesta

El gasto de vapor es $G_2 = 4310$ kg/h; la superficie de caldeo, $F = 20$ m²; la cantidad de tubos, $n = 200$; la altura de los tubos, $H = 2{,}5$ m.

Solución

La cantidad de calor transferido es

$$Q = G_1 c_{p1} (t''_{f1} - t'_{f1}) = \frac{3 \cdot 10^4}{3600} 4{,}187 (95 - 20) = 2620 \text{ kW}.$$

Hallemos el gasto de vapor G_2. Cuando $p = 127{,}5$ kPa, $t_s = 106{,}6$°C; $i'' = 2\,685$ kJ/kg; $i' = 447$ kJ/kg y

$$G_2 = \frac{Q}{0{,}98 (i'' - i')} = \frac{2\,620 \cdot 10^3}{0{,}98 (2\,685 - 447)} = 1{,}2 \text{ kg/s}.$$

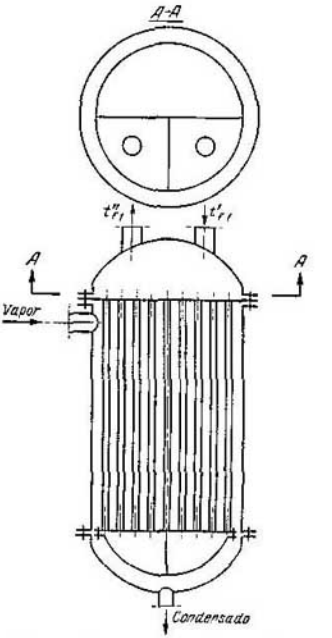

Fig. 12-5. Para el problema 12-15

Para calcular el coeficiente de traspaso de calor a la superficie externa del tubo durante la condensación del vapor es menester conocer la temperatura de la superficie exterior de la pared t_{c2} y la altura H del tubo. Puesto que los valores de estas magnitudes son desconocidos el cálculo se efectúa por el método de las aproximaciones sucesivas. Determinamos la carga media logarítmica de temperatura

$$\Delta t_{log} = \frac{t''_{f1} - t'_{f1}}{\ln \frac{t_s - t'_{f1}}{t_s - t''_{f1}}} = \frac{95 - 20}{2{,}3 \lg \frac{106{,}6 - 20}{106{,}6 - 95}} = 37{,}4°C$$

y en la primera aproximación admitimos que

$$t_{c2} \approx t_s - \frac{\Delta t_{log}}{2} = 106{,}6 - \frac{37{,}4}{2} \approx 88°C.$$

Además, admitimos que la altura de los tubos es $H = 2$ m. La longitud reducida del tubo es

$$Z = \Delta t_2 HA.$$

Cuando $t_s = 106{,}6°C$, por la tabla 8-1, hallamos: $A = 57{,}6$ l/(m·°C) y $B = 6{,}71 \cdot 10^{-3}$ m/W. Entonces

$$Z = (t_s - t_{c2}) HA = (106{,}6 - 88)\, 2 \cdot 57{,}6 = 2\,140 < 2\,300.$$

La corriente de la película de condensado es laminar en toda la altura de los tubos; efectuamos el cálculo por la fórmula (8-5)

$$\mathrm{Re} = 3{,}8 Z^{0{,}78} = 3{,}8\,(2\,140)^{0{,}78} = 1\,520;$$

$$\alpha_2 = \frac{\mathrm{Re}}{\Delta t_2 HB} = \frac{1\,520}{18{,}6 \cdot 2 \cdot 6{,}71 \cdot 10^{-3}} = 6\,080 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Determinamos el coeficiente de traspaso de calor al agua. La temperatura media aritmética del agua es

$$t_{f1} = 0{,}5\,(t'_{f1} + t''_{f1}) = 0{,}5\,(20 + 95) = 57{,}5°C;$$

a esta temperatura

$$\nu_{f1} = 0{,}498 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad \lambda_{f1} = 0{,}665 \text{ W/(m} \cdot °C);$$

$$\rho_{f1} = 984 \text{ kg/m}^3 \text{ y } \mathrm{Pr}_{f1} = 3{,}12;$$

$$\mathrm{Re}_{f1} = \frac{\omega d_1}{\nu_1} = \frac{1{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-2}}{0.498 \cdot 10^{-6}} = 3{,}62 \cdot 10^4.$$

La corriente del agua es turbulenta y el cálculo se efectúa por la fórmula (5-7).

La diferencia de temperaturas en el espesor de la pared se valora aproximadamente en 1°C, entonces $t_{c1} \approx t_{c2} - 1 = 87°C$ y $\mathrm{Pr}_{c1} \approx 2{,}03$.

$$\mathrm{Nu}_{f1} = 0{,}021 \mathrm{Re}_{f1}^{0{,}8} \mathrm{Pr}_{f1}^{0{,}43} (\mathrm{Pr}_{f1}/\mathrm{Pr}_{c1})^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}021\,(3{,}62 \cdot 10^4)^{0{,}8}\,(3{,}12)^{0{,}43} \left(\frac{3{,}12}{2{,}03}\right)^{0{,}25} = 165;$$

$$\alpha_1 = \mathrm{Nu}_{f1} \frac{\lambda_{f1}}{d_1} = 165 \frac{0{,}655}{1{,}2 \cdot 10^{-2}} = 9000 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

El coeficiente de transmisión térmica es

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9000} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{104{,}5} + \frac{1}{6080}} = 3630 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

La densidad media del flujo calorífico es

$$q = k \Delta t_{log} = 3630 \cdot 37{,}4 \cdot 10^{-3} = 135{,}8 \text{ kW/m}^2.$$

La superficie de caldeo en una primera aproximación es

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{2620}{135{,}8} = 19{,}3 \text{ m}^2.$$

El número de tubos en un paso es

$$m = \frac{4G_1}{\rho_{f1} \omega \pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 8{,}34}{984 \cdot 1{,}5 \cdot 3{,}14\,(1{,}2 \cdot 10^{-2})^2} = 50.$$

El número de pasos es de 4 y el total de tubos, $n = 4 \cdot 50 = 200$. La altura de los tubos en una primera aproximación es

$$H = \frac{F}{\pi d_{med} n} = \frac{19{,}3}{3{,}14 \cdot 1{,}3 \cdot 10^{-2} \cdot 200} \approx 2{,}37 \text{ m}.$$

Las temperaturas de las paredes de los tubos son

$$t_{c2} = t_s - \frac{q}{\alpha_2} = 106{,}6 - \frac{135{,}8 \cdot 10^3}{6080} = 84{,}3°C;$$

$$t_{c1} = t_{c2} - \frac{q}{\lambda}\delta = 84{,}3 - \frac{135{,}8 \cdot 10^3}{104{,}5} 1 \cdot 10^{-3} \approx 83°C.$$

Puesto que los valores obtenidos para las magnitudes H, t_{c2} y t_{c1} no coinciden con los admitidos repetimos el cálculo suponiendo que $H = 2{,}4$ m; $t_{c2} = 84{,}3°C$ y $t_{c1} = 83°C$. Como resultado de este segundo cálculo obtenemos: $\alpha_1 = 8950$ W/(m²·°C); $\alpha_2 = 6030$ W/(m²·°C); $k = 3490$ W/(m²·°C); $q = 130$ kW/m²; $F = 20$ m²; en la segunda aproximación la altura de los tubos es $H = 2{,}45$ m.

La temperatura de las superficies de las paredes de los tubos en la segunda aproximación es $t_{c2} = 85°C$ y $t_{c1} = 83{,}8°C$. La coincidencia de los valores obtenidos con los admitidos anteriormente yace en los límites de la exactitud del cálculo y, de esta manera, admitimos definitivamente que $F = 20$ m² y $H = 2{,}5$ m.

12-16. Efectuar el cálculo térmico del intercambiador de calor tipo vapor-agua examinado en el problema 12-15 si se eleva la presión del vapor calentador hasta $p = 226$ kPa, mientras que todas las demás condiciones quedan sin variación.

Respuesta

$G_2 = 1{,}22$ kg/s; $F = 12{,}1$ m²;
$H = 1{,}5$ m.

12-17. Determinar la superficie de caldeo y la longitud de las secciones (serpentines) aisladas de un economizador de serpentines de una caldera de vapor destinado para calentar el agua de alimentación en cantidad $G_2 = 230$ t/h desde $t'_{f2} = 160°C$ hasta $t''_{f2} = 300°C$ (fig. 12-6).

El agua circula de abajo arriba por tubos de acero [$\lambda_{ac} = 22$ W/(m·°C)] con diámetro $d_1/d_2 = 44/51$ mm a la velocidad media de $w_2 = 0{,}6$ m/s.

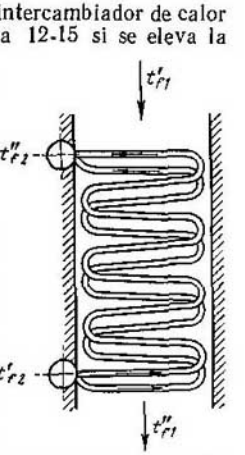

Fig. 12.6. Para el problema 12-17.

Los gases de combustión (13% CO_2, 11% H_2O) se mueven de arriba abajo por el espacio intertubular a la velocidad media en la sección estrecha del haz de tubos $w_1 = 13$ m/s. El gasto de gases es $G_1 = 500$ t/h. La

temperatura de los gases a la entrada en el economizador es $t'_{f1} = 800°C$. Los tubos están dispuestos en orden escaqueado con paso transversal al flujo de gases $s_1 = 2{,}1\,d$ y longitudinal a lo largo del flujo $s_2 = 2d$.

Respuesta

La superficie de caldeo es $F = 1065$ m²; el número de serpentines, $n = 86$ y la longitud de éstos, $l_1 = 77{,}5$ m.

Solución

La temperatura media aritmética del agua es

$$t_{f2} = 0{,}5\,(t'_{f2} + t''_{f2}) = 0{,}5\,(160 + 300) = 230°C.$$

A esta temperatura las propiedades físicas del agua son, respectivamente:

$$\rho_{f2} = 827 \text{ kg/m}^3; \quad c_{pf2} = 4{,}68 \text{ kJ/(kg·°C)};$$
$$\lambda_{f2} = 0{,}637 \text{ W/(m·°C)}; \quad \nu_{f2} = 0{,}145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$
$$\text{Pr}_{f2} = 0{,}88.$$

La cantidad de calor transferido es

$$Q = G_2 c_{pf2}\,(t''_{f2} - t'_{f2}) = \frac{230 \cdot 10^3}{3600} 4{,}68\,(300 - 160) = 4{,}2 \cdot 10^4 \text{ kW}.$$

El número de Reynolds para el flujo de agua es

$$\text{Re}_{f2} = \frac{w_2 d_1}{\nu_{f2}} = \frac{0{,}6 \cdot 4{,}4 \cdot 10^{-2}}{0{,}145 \cdot 10^{-6}} = 1{,}82 \cdot 10^5.$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor para el agua se determinan por la fórmula (5-7) en la que, teniendo en cuenta que el coeficiente de traspaso de calor por la parte del agua es muy superior al de por la parte de los gases y que, por consiguiente, la temperatura de la pared del tubo se aproxima a la temperatura del agua, suponemos que $(\text{Pr}_{f2}/\text{Pr}_{c2})^{0{,}25} \approx 1$.

$$\text{Nu}_{f2} = 0{,}021\,\text{Re}_{f2}^{0{,}8}\text{Pr}_{f2}^{0{,}43} = 0{,}021\,(1{,}82 \cdot 10^5)^{0{,}8}\,(0{,}88)^{0{,}43} = 314;$$

$$\alpha_2 = \text{Nu}_{f2}\frac{\lambda_{f2}}{d_1} = 314\,\frac{0{,}637}{4{,}4 \cdot 10^{-2}} = 4550 \text{ W/(m²·°C)}.$$

Para determinar la temperatura de los gases a la salida del economizador admitiremos en una primera aproximación que el calor específico del gas es $c_{pf1} \approx 1{,}25$ kJ/(kg·°C). Entonces

$$t''_{f1} = t'_{f1} - \frac{Q}{G_1 c_{pf1}} = 800 - \frac{4{,}2 \cdot 10^4}{500 \cdot 10^3 \cdot 1{,}25} = 558°C$$

y

$$t_{f1} = 0{,}5\,(t'_{f1} + t''_{f1}) = 0{,}5\,(800 + 558) = 679°C.$$

A esta temperatura $c_{pf1} = 1{,}234$ kJ/(kg·°C) y, como resultado de una segunda aproximación,

$$t''_{f1} = 554°C \quad \text{y} \quad t_{f1} = 677°C.$$

A la temperatura $t_{f1} = 677°C$ las propiedades físicas de los gases de combustión de la composición dada serán, respectivamente:

$$\rho_{f1} = 0{,}373 \text{ kg/m}^3; \quad \lambda_{f1} = 0{,}0808 \text{ W/(m·°C)};$$
$$\nu_{f1} = 108 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr_{f1} = 0{,}61.$$

El número de Reynolds para el flujo de gases es

$$Re_{f1} = \frac{w_1 d_2}{\nu_{f1}} = \frac{13 \cdot 5{,}1 \cdot 10^{-2}}{108 \cdot 10^{-6}} = 6130.$$

Hallaremos el número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor por convección de los gases a las paredes de los tubos.

Puesto que el número de filas de tubos a lo largo del flujo es desconocido el cálculo se efectúa para la tercera fila de tubos. Según la fórmula (6-4) para los tubos limpios dispuestos en orden escaqueado

$$Nu_{f1} = 0{,}41 Re_{f1}^{0{,}6} Pr_{f1}^{0{,}33} \varepsilon_s = 0{,}41 \, (6130)^{0{,}6} \cdot (0{,}61)^{0{,}33} = 64{,}3,$$

donde, ya que $s_1/s_2 = 1{,}05$, $\varepsilon_s \approx 1$;

$$\alpha'_1 = Nu_{f1} \frac{\lambda_{f1}}{d_2} = 64{,}3 \frac{8{,}08 \cdot 10^{-2}}{5{,}1 \cdot 10^{-2}} = 102 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{C°)}.$$

En las condiciones industriales, debido a la contaminación de las superficies de caldeo de las calderas, disminuye la intensidad del intercambio de calor. Para tener en cuenta esto suponemos [L. 13]:

$$\alpha_1 = 0{,}8 \alpha'_1 = 0{,}8 \cdot 102 = 81{,}6 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Determinamos el coeficiente de traspaso de calor por radiación del flujo de gases a las paredes de los tubos. La longitud media de la trayectoria del rayo

$$l = 1{,}08 d_2 \left(\frac{s_1 s_2}{d_2^2} - 0{,}785 \right) = 1{,}08 \cdot 0{,}051 \, (2 \cdot 2{,}1 - 0{,}785) = 0{,}188 \text{ m}.$$

El producto de la trayectoria media del rayo por la presión parcial del bióxido carbónico y vapores de agua:

$$p_{CO_2} l = 0{,}13 \cdot 0{,}188 = 0{,}0245 \text{ m·at};$$
$$p_{H_2O} l = 0{,}11 \cdot 0{,}188 = 0{,}0207 \text{ m·at}.$$

El grado de negrura de los gases de combustión a la temperatura media de los gases ($t_{f1} = 677°C$) se halla por los gráficos de las

figs. 11-1—11-3:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}072 + 1{,}08 \cdot 0{,}042 = 0{,}117.$$

Teniendo en cuenta que $\alpha_1 \ll \alpha_2$ admitimos que $t_{c1} \approx t_{f2} + 20 \approx 250°C$. Para esta temperatura, con ayuda de los mismos gráficos, hallamos el poder absorbente de los gases a la temperatura de la superficie de los tubos:

$$A_g = \varepsilon_{CO_2}\left(\frac{T_{f1}}{T_{c1}}\right)^{0{,}65} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0{,}064\left(\frac{677+273}{250+273}\right)^{0{,}65} + 1{,}08 \cdot 0{,}07 = 0{,}17.$$

El grado efectivo de negrura de la camisa es

$$\varepsilon'_{c1} = 0{,}5\,(\varepsilon_{c1} + 1) = 0{,}5\,(0{,}8 + 1) = 0{,}9.$$

La densidad del flujo calorífico determinada por la radiación es

$$q_{en} = \varepsilon'_{c1} C_0 \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_{f1}}{100}\right)^4 - A_g \left(\frac{T_{c1}}{100}\right)^4\right] =$$

$$= 0{,}9 \cdot 5{,}7 \left[0{,}117\left(\frac{677+273}{100}\right)^4 = 0{,}17\left(\frac{250+273}{100}\right)^4\right] = 4230 \text{ W/m}^2.$$

El coeficiente de traspaso de calor determinado por la radiación es

$$\alpha_{en} = \frac{q_{en}}{t_{f1} - t_{c1}} = \frac{4230}{677-250} = 9{,}9 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

El coeficiente sumario de traspaso de calor de los gases de combustión a las paredes de los tubos

$$\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_{en} = 81{,}6 + 9{,}9 = 91{,}5 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

El coeficiente de transmisión térmica es

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{91{,}5} + \frac{3{,}5 \cdot 10^{-3}}{22} + \frac{1}{4550}} = 88{,}3 \text{ W/(m}^2 \cdot °C).$$

Hallamos la carga media de temperatura admitiendo aproximadamente que el circuito del movimiento de los agentes de transmisión de calor es de contracorriente:

$$\frac{t'_{f1} - t''_{f2}}{t''_{f1} - t'_{f2}} = \frac{800-300}{554-160} = 1{,}27 < 1{,}5.$$

Con esto

$$\Delta t_{log} \approx \Delta t_a = t_{f1} - t_{f2} = 677 - 230 = 447°C.$$

La superficie de caldeo del economizador es

$$F = \frac{Q}{k\,\Delta t_{log}} = \frac{4{,}2 \cdot 10^4}{88{,}3 \cdot 447} 10^3 = 1070 \text{ m}^2.$$

El número de serpentines conectados en paralelo es

$$n = \frac{4G_2}{\rho_{f2}\pi d_1^2 w_1 3600} = \frac{4 \cdot 230 \cdot 10^3}{827 \cdot 3{,}14 \cdot (4{,}4 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 0{,}6 \cdot 3600} \approx 86.$$

La longitud de una sección (serpentín) es

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_2 n} = \frac{1070}{3{,}14 \cdot 5{,}1 \cdot 10^{-2} \cdot 86} = 77{,}5 \text{ m}.$$

12-18. Efectuar el cálculo térmico y determinar el número y la longitud de los serpentines del recalentador de vapor de una caldera cuyo rendimiento es $G_2 = 230$ t/h de vapor a la presión $p = 9{,}8$ MPa y a la temperatura de recalentamiento $t''_{f2} = 510$°C (fig. 12-7).

En el recalentador ingresa vapor de agua seco saturado. El vapor circula por tubos de acero de diámetro $d_2/d_1 = 32/28$ mm [$\lambda_{ac} = 22$ W/(m·°C)] a la velocidad media $w_2 = 17$ m/s.

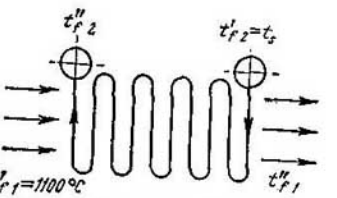

Fig. 12-7. Para el problema 12-18.

Los gases de combustión (13% CO_2, 11% H_2O) en la cantidad $G_1 = 500$ t/h se mueven transversalmente respecto al haz de tubos. La temperatura de los gases a la entrada es $t'_{f1} = 1\,100$°C. La velocidad media de los gases en la sección estrecha del haz es $w_1 = 14$ m/s. Los tubos están dispuestos en orden de corredor con paso transversal al flujo $s_1 = 2{,}3d_2$ y longitudinal $s_2 = 3d_2$.

Durante el cálculo desatender de la variación de la presión del vapor a lo largo del recalentador.

Respuesta

La superficie de caldeo es $F = 764$ m²; el número de serpentines, $n = 168$; la longitud de cada uno de los serpentines, $l_1 = 45{,}2$ m.

Solución

Cuando $p = 9{,}8$ MPa la temperatura de saturación $t_s = t'_{f2} = 309{,}5$°C. A esta temperatura la entalpía del vapor [L.2] es $i'_2 = 2\,728$ kJ/kg. A la salida del recalentador de vapor, cuando $t''_{f2} = 510$°C, $i''_2 = 3\,401$ kJ/kg, y, por consiguiente, la cantidad de calor adquirido por el vapor

$$Q = G_2(i''_2 - i'_2) = \frac{230 \cdot 10^3}{3\,600}(3\,401 - 2\,728) = 4{,}3 \cdot 10^4 \text{ kW}.$$

La temperatura media aritmética del vapor es

$$t_{f2} = 0{,}5(t'_{f2} + t''_{f2}) = 0{,}5(309{,}5 + 510) \approx 410\text{°C}.$$

A esta temperatura los parámetros físicos del vapor son, respectivamente [L.25]: $\rho_{t2} = 36{,}5$ kg/m³; $\lambda_{t2} = 0{,}0708$ W/(m·°C); $\nu_{t2} = 0{,}704 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr_{t2} = 1{,}09$.

El número de Reynolds para el flujo de vapor es

$$Re_{t2} = \frac{w_2 d_1}{\nu_{t2}} = \frac{17 \cdot 2{,}8 \cdot 10^{-2}}{0{,}704 \cdot 10^{-6}} = 6{,}77 \cdot 10^5.$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor de la pared al vapor son

$$Nu_{t2} = 0{,}021\, Re_{t2}^{0{,}8}\, Pr_{t2}^{0{,}43} = 0{,}021\, (6{,}77 \cdot 10^5)^{0{,}8} \cdot (1{,}09)^{0{,}43} = 1000;$$

$$\alpha_2 = Nu_{t2} = \frac{\lambda_{t2}}{d_1} = 1000\, \frac{0{,}0708}{0{,}028} = 2\,530 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Admitiendo en una primera aproximación que el calor específico del gas es $c_{pt1} = 1{,}31$ kJ/(kg·°C) hallamos la temperatura de los gases a la salida del recalentador de vapor:

$$t''_{t1} = t'_{t1} - \frac{Q}{G_1 c_{pt1}} = 1\,100 - \frac{4{,}3 \cdot 10^4 \cdot 3\,600}{500 \cdot 10^3 \cdot 1{,}31} = 863°C.$$

$$\text{entonces } t_{t1} = 0{,}5\,(t'_{t1} + t''_{t1}) = 0{,}5\,(1100 + 863) \approx 982°C.$$

A esta temperatura $c_{pt1} = 1{,}303$ kJ/(kg·°C) y no es necesario efectuar una segunda aproximación.

A la temperatura $t_{t1} = 982$°C las propiedades físicas de los gases de combustión de la composición dada son, respectivamente:

$$\rho_{t1} = 0{,}28 \text{ kg/m}^3; \quad \lambda_{t1} = 0{,}1075 \text{ W/(m·°C)};$$

$$\nu_{t1} = 170 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr_{t1} = 0{,}58.$$

El número de Reynolds para el flujo de gases es

$$Re_{t1} = \frac{w_1 d_2}{\nu_{t1}} = \frac{14 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-2}}{170 \cdot 10^{-6}} = 2\,640.$$

Hallemos el número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor por convección de los gases a las paredes de los tubos.

Puesto que el número de filas de tubos a lo largo del flujo es desconocido el cálculo se efectúa para la tercera fila de tubos. Según la fórmula (6-4), cuando la disposición es de corredor, para los tubos limpios

$$Nu_{t1} = 0{,}26\, Re_{t1}^{0{,}65} Pr_{t1}^{0{,}33} e_s,$$

donde

$$\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d_2}\right)^{-0,15} = (3)^{-0,15} = 0,85$$

y

$$Nu_{f1} = 0,26\,(2\,640)^{0,65}(0,58)^{0,33}0,85 = 31;$$
$$\alpha_1' = Nu_{f1}\frac{\lambda_{f1}}{d_2} = 31\frac{0,1075}{0,032} = 104\ \text{W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Tomamos en consideración el resultado de la contaminación de la superficie de caldeo rebajando en algo el coeficiente de traspaso de calor [L.13]:

$$\alpha_1 = 0,8\alpha_1' = 0,8\cdot 104 = 83\ \text{W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Determinamos el coeficiente de traspaso de calor por radiación del flujo de gases a las paredes de los tubos.

La longitud media de la trayectoria del rayo es

$$l = 1,08d_2\left(\frac{s_1 s_2}{d_2^2} - 0,785\right) = 1,08\cdot 0,032\,(2,3\cdot 3 - 0,785) = 0,212\ \text{m}.$$

El producto de la longitud media de la trayectoria del rayo por las presiones parciales del bióxido de carbono y de los vapores de agua:

$$p_{CO_2}\,l = 0,13\cdot 0,212 = 0,0276\ \text{m}\cdot\text{at};$$
$$p_{H_2O}\,l = 0,11\cdot 0,212 = 0,0233\ \text{m}\cdot\text{at}.$$

El grado de negrura de los gases de combustión para la temperatura media de los gases $t_{f1} = 982°C$ se halla por los gráficos de las figs. 11-1—11-3:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0,066 + 1,08\cdot 0,037 = 0,106.$$

Para el cálculo del poder absorbente de los gases a la temperatura de la superficie de los tubos admitimos que $t_c \approx t_{f2} + 40 = 450°C$. Para esta temperatura, con ayuda de los mismos gráficos, hallamos:

$$A_g = \varepsilon_{CO_2}\left(\frac{T_{f1}}{T_c}\right)^{0,65} + \beta\varepsilon_{H_2O} = 0,068\left(\frac{1\,255}{733}\right)^{0,65} + 1,08\cdot 0,067 = 0,169.$$

El grado efectivo de negrura de la camisa

$$\varepsilon_c' = 0,5\,(\varepsilon_c + 1) = 0,5\,(0,8 + 1) = 0,9.$$

La densidad del flujo calorífico determinada por la radiación es

$$q_{en} = \varepsilon_c' C_0 \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_{f1}}{100} \right)^4 - A_g \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 0{,}9 \cdot 5{,}7 \left[0{,}106 \left(\frac{1\,255}{100} \right)^4 - 0{,}169 \left(\frac{733}{100} \right)^4 \right] = 1{,}1 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2.$$

El coeficiente de traspaso de calor α_{en} determinado por la radiación es

$$\alpha_{en} = \frac{q_{en}}{t_{f1} - t_c} = \frac{1{,}1 \cdot 10^4}{982 - 450} = 20{,}7 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

El coeficiente sumario de traspaso de calor de los gases de combustión a las paredes de los tubos

$$\alpha_0 = \alpha_{en} + \alpha_1 = 20{,}7 + 83 = 103{,}7 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

El coeficiente de transmisión térmica es

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{103{,}7} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{22} + \frac{1}{2530}} = 98{,}5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

La carga media de temperatura se determina suponiendo que el circuito es de contracorriente. Teniendo en cuenta que

$$\frac{t_{f1}' - t_{f2}''}{t_{f1}'' - t_{f2}'} = \frac{1\,100 - 510}{863 - 309{,}5} \approx 1{,}07 < 1{,}5$$

se puede admitir:

$$\Delta t_{log} \approx \Delta t_a = t_{f1} - t_{f2} = 982 - 410 = 572\text{°C}.$$

La temperatura de la superficie exterior de los tubos es

$$t_{c1} = t_{f1} + \frac{k \Delta t}{\alpha_0} = 982 - \frac{98{,}5 \cdot 572}{103{,}7} = 440\text{°C}.$$

En el cálculo del intercambio energético de calor se admitió que $t_c = 450$°C. Para el cálculo de α_0 semejante coincidencia es bastante exacta y no se requiere repetir el cálculo.

La superficie de caldeo del recalentador de vapor es

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{log}} = \frac{4{,}3 \cdot 10^7}{98{,}5 \cdot 572} = 764 \text{ m}^2.$$

El número de serpentines es

$$n = \frac{4G_2}{\rho_{f2}\pi d_1^2 w_2 \cdot 3\,600} = \frac{4 \cdot 230 \cdot 10^3}{36{,}5 \cdot 3{,}14\,(2{,}8 \cdot 10^{-2})^2\,17 \cdot 3600} = 168.$$

La longitud de cada serpentín es

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_2 n} = \frac{764}{3{,}14 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 168} = 45{,}2\ \text{m}.$$

12-19. El bióxido carbónico en cantidad $G = 0{,}02$ kg/s ingresa a la presión $p = 10$ MPa en un tubo redondo de diámetro $d = 4$ mm, pasa por el tramo de estabilización hidrodinámica y, a la temperatura $t_{f1} = 30°C$, ingresa en el tramo del tubo calentado por el flujo calorífico de densidad constante sobre la pared $q_c = 8 \cdot 10^5 \text{W/m}^2$.

Hallar la distribución de la temperatura a lo largo del tubo. Efectuar el cálculo para las distancias relativas de la entrada en el tubo $x/d = 2$, 4, 10, 20, 30, 38, 50, 60 y 75.

Respuesta

Los resultados del cálculo se exponen en la tabla siguiente:

x/d	2	4	10	20	30	38	50	60	75
t_{fx}, °C	31,2	32,4	35,6	39,9	43,0	45,1	48,2	51,6	59,0
α_x, W/(m²·°C)	4 510	4 000	3 500	3 150	3 050	3 200	3 340	3 360	3190
t_{cx}, °C	208	232	264	294	305	295	288	290	310

La variación de la temperatura de la pared a lo largo del tubo, de la temperatura media de la masa del bióxido carbónico y de algunas otras magnitudes características se expone en las figuras 12-8 y 12-9.

Solución

La presión crítica del bióxido carbónico es $p_{cr} = 7{,}39$ MPa. Por consiguiente, el proceso de intercambio de calor que examinamos transcurre en la región supercrítica de los parámetros del estado. Puesto que en esta región el calor específico del fluido varía considerablemente con la temperatura la variación de la temperatura media de la masa del bióxido carbónico a lo largo del tubo se determina por la variación de la entalpía. Cuando $q_c = \text{const}$ la entalpía del fluido varía linealmente a lo largo del tubo y

$$i_{fx} = i_{f1} + \frac{q_c \pi d}{G} x.$$

Cuando $t_{f1} = 30°C$ y, respectivamente, $T_{f1} = 303$ K, $i_{f1} = 537{,}4$ kJ/kg;

$$i_{fx} = 573{,}4 + \frac{8 \cdot 10^5 \pi \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-2}} x = 573{,}4 + 502\,x\ \text{kJ/kg}.$$

Cuando $x/d = 2$ $x = 2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 8 \cdot 10^{-3}$ m y $i_{fx} = 573{,}4 + 502 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 577{,}4$ kJ/kg.

Por las tablas hallamos la temperatura del bióxido carbónico que corresponde a este valor de la entalpía: $T_{fx} = 304{,}2$ K, o $t_{fx} = 31{,}2$°C. De manera análoga hallamos para otros valores de x/d:

x/d	2	4	10	20	30	38	50	60	75
T_{fx}, K	304,2	305,4	308,6	312,9	316,0	318,1	321,2	324,6	332,0
t_{fx}, °C	31,2	32,4	35,6	39,9	43,0	45,1	48,2	51,6	59,0

La temperatura seudocrítica del bióxido carbónico para $p = 10$ MPa es $t_m \approx 45$°C. Por esto, en las inmediaciones de la sección $x/d = 38$,

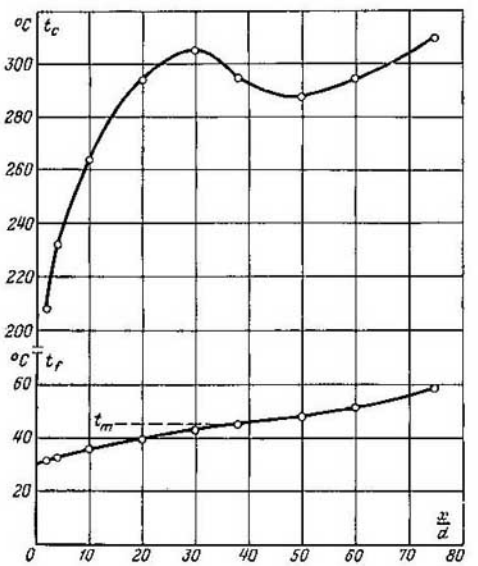

Fig. 12-8. Para el problema 12-19.

donde $t_{fx} = 45{,}1$°C, el ca'or específico c_{pf} y el número Pr_f tienen un máximo, y todas las demás propiedades físicas varían muy bruscamente.

El número local de Reynolds es

$$\mathrm{Re}_x = \frac{4G}{\pi d \mu_{fx}} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot 4 \cdot 10^{-3} \mu_{fx}} = \frac{6{,}37}{\mu_{fx}}.$$

Efectuamos el cálculo de la temperatura buscada de la pared para la sección $x/d = 2$.

Cuando $x/d = 2$ $T_{fx} = 304{,}2$ K y las propiedades físicas del bióxido carbónico, respectivamente, son: $\mu_{fx} = 6{,}55 \cdot 10^{-5}$ Pa·s; $\rho_{fx} =$

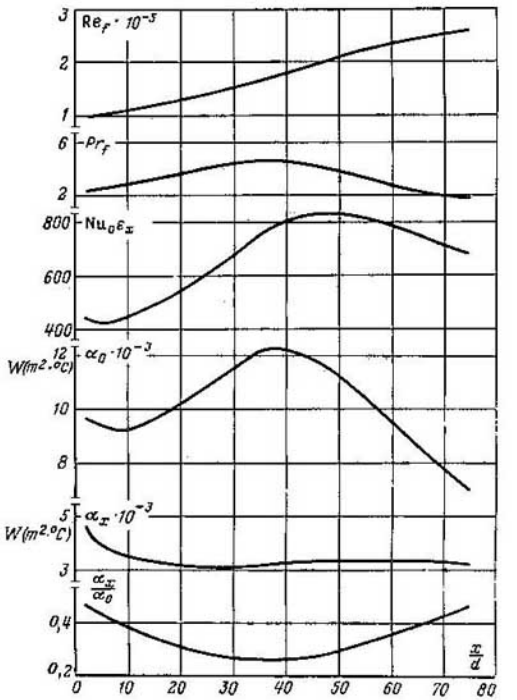

Fig. 12-9. Para el problema 12-19.

$= 761{,}1$ kg/m³; $i_{fx} = 577{,}4$ kJ/kg; $c_{pfx} = 3{,}37$ kJ/(kg·°C); $\lambda_{fx} = 8{,}74 \times$ $\times 10^{-2}$ W/(m·°C); $Pr_{fx} = 2{,}52$;

$$Re_x = \frac{6{,}37}{6{,}55 \cdot 10^{-5}} = 9{,}72 \cdot 10^4;$$

el régimen del movimiento es turbulento y el cálculo del traspaso de calor se efectúa por la fórmula (5-17):

$$Nu_f = Nu_0 \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}}\right)^n \left(\frac{\rho_c}{\rho_f}\right)^m \varepsilon_x,$$

donde Nu_0, $\bar{c}_p$, n, m y ε_x se determinan por las dependencias expuestas en el capítulo 5 para las fórmulas (5-15) y (5-17).

El número de Nusselt para el caso de intercambio estabilizado de calor y propiedades físicas constantes, cuando $p \ll p_{cr}$, es

$$Nu_0 = \frac{\frac{\xi}{8} Re_f Pr_f}{12{,}7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr_f^{2/3} - 1) + 1{,}07};$$

$$\xi = (1{,}82 \lg Re_f - 1{,}64)^{-2} = [1{,}82 \lg (9{,}72 \cdot 10^4) - 1{,}64]^{-2} = 1{,}81 \cdot 10^{-2};$$

$$\xi/8 = 2{,}26 \cdot 10^{-3};$$

$$\sqrt{\xi/8} = 4{,}76 \cdot 10^{-2};$$

$$Nu_0 = \frac{2{,}26 \cdot 10^{-3} \cdot 9{,}72 \cdot 10^4 \cdot 2{,}52}{12{,}7 \cdot 4{,}76 \cdot 10^{-2} (2{,}52^{2/3} - 1) + 1{,}07} = 348.$$

La corrección para el tramo inicial es

$$\varepsilon_x = 0{,}86 + 0{,}54 \left(\frac{d}{x}\right)^{0.4} = 0{,}86 + 0{,}54 \left(\frac{1}{2}\right)^{0.4} = 1{,}27;$$

$$Nu_0 \varepsilon_x = 348 \cdot 1{,}27 = 442;$$

$$\alpha_0 = Nu_0 \varepsilon_x \frac{\lambda_{tx}}{d} = 442 \frac{8{,}74 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-3}} = 9\,650 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Para determinar la temperatura de la pared es menester conocer el coeficiente local de traspaso de calor cuyo valor, de acuerdo a la fórmula (5-17), depende de la temperatura que buscamos de la pared. Por esto el cálculo se efectúa por el método de las aproximaciones sucesivas, resolviendo conjuntamente la ecuación (5-17) y la expresión

$$t_{cx} = t_{tx} + \frac{q_{cx}}{\alpha_x}. \qquad (a)$$

Teniendo en cuenta que el influjo de la variación de las propiedades físicas del bióxido carbónico en la sección del flujo sobre el intercambio de calor, que en (5-17) se expresa por el factor

$$\varphi = \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}}\right)^n \left(\frac{\rho_c}{\rho_f}\right)^m,$$

en las condiciones que examinamos rebaja considerablemente la intensidad del traspaso de calor, admitimos en una primera aproximación que $\varphi = 0{,}5$, entonces

$$Nu_x = Nu_0 \varepsilon_x \varphi = 442 \cdot 0{,}5 = 221;$$

$$\alpha_x = Nu_x \frac{\lambda_{fx}}{d} = 221 \frac{8{,}74 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-3}} = 4\,820 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$$

y la temperatura de la pared en la primera aproximación, según (a),

$$t_{cx} = 31{,}2 + \frac{8 \cdot 10^5}{4\,820} = 31{,}2 + 166 \approx 197\text{°C}.$$

Cuando $t_{cx} = 197$°C $T_{cx} = 470$ K, $\rho_c = 124{,}2$ kg/m^3, $i_c = 930{,}3$ kJ/kg.

El valor de φ en la segunda aproximación es

$$\bar{c}_p = \frac{i_c - i_{tx}}{t_{cx} - t_{tx}} = \frac{930{,}3 - 577{,}4}{197 - 312} = 2{,}13 \text{ kJ/(kg·°C)}$$

$$\frac{\bar{c}_p}{c_{pt}} = \frac{2{,}13}{3{,}37} = 0{,}632.$$

La temperatura seudocrítica es $T_m = 318$ K y en la sección que examinamos

$$\frac{T_t}{T_m} < 1, \quad \frac{T_c}{T_m} = \frac{470}{318} = 1{,}48$$

y el exponente n se determina por la fórmula

$$n = 0{,}22 + 0{,}18 \frac{T_c}{T_m} = 0{,}22 + 0{,}18 \cdot 1{,}48 = 0{,}486;$$

$$\frac{\rho_c}{\rho_t} = \frac{124{,}2}{761{,}1} = 0{,}163;$$

$$m = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{p}{p_{cr}} = 0{,}35 - 0{,}05 \frac{10}{7{,}39} = 0{,}282;$$

$$\varphi = (0{,}632)^{0{,}486} (0{,}163)^{0{,}282} = 0{,}48.$$

El número Nu_x, α_x y la temperatura de la pared en una segunda aproximación son

$$Nu_x = 442 \cdot 0{,}48 = 212;$$

$$\alpha_x = \alpha_0 \varphi = 9\,650 \cdot 0{,}48 = 4\,640 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{cx} + 31{,}8 + \frac{8 \cdot 10^5}{4\,640} 31{,}2 + 172{,}4 \approx 204\text{°C}.$$

Si, para una tercera aproximación, admitimos que $t_{cx} = 204$°C resulta ser que α_x disminuirá un poco y t_{cx} aumentará. Por esto nos damos un valor de t_{cx} algo superior al obtenido: $t_{cx} = 208$°C.

Cuando $t_{cx} = 208$°C ($T_{cx} = 481$ K) $\rho_c = 120{,}2$ kg/m³; $_c = 943{,}3$ J/kg y, como resultado de una tercera aproximación, $\bar{c}_p = 2{,}07$ kJ/(kg·°C);

$\bar{c}_p / c_{pt} = 0{,}613$; $T_c/T_m = 1{,}51$; $n = 0{,}493$; $\rho_c/\rho_{tx} = 0{,}158$; $m = 0{,}282$ y

$$\varphi = (0{,}613)^{0{,}493} (0{,}158)^{0{,}282} = 0{,}468;$$

$$Nu_x = 442 \cdot 0{,}468 = 207;$$

$$\alpha_x = 9\,650 \cdot 0{,}468 = 4\,520 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{cx} = 31{,}2 + \frac{8 \cdot 10^5}{4\,520} = 208{,}2\text{°C}.$$

La coincidencia del valor obtenido para t_{cx} con el admitido es suficientemente buena y no se requiere efectuar precisiones sucesivas. De tal manera, cuando $x/d = 2$, $t_{cx} = 208$°C.

Efectuaremos el segundo cálculo para la sección $x/d = 50$.

Cuando $x/d = 50$ $t_{fx} = 48{,}2°C$, $T_{fx} = 321{,}2$ K y las propiedades físicas del bióxido carbónico, respectivamente, son:

$\mu_{fx} = 3{,}07 \cdot 10^{-5}$ Pa·s; $\rho_{fx} = 422{,}1$ kg/m³; $i_{fx} = 673{,}8$ kJ/kg;
$c_{pfx} = 6{,}98$ kJ/(kg·°C); $\lambda_{fx} = 5{,}42 \cdot 10^{-2}$ W/(m·°C); $\mathrm{Pr}_{fx} = 3{,}96$.

El número local de Reynolds es

$$\mathrm{Re}_x = \frac{6{,}37}{\mu_{fx}} = \frac{6{,}37}{3{,}07 \cdot 10^{-5}} = 2{,}08 \cdot 10^5.$$

El coeficiente de resistencia al rozamiento ξ, el número Nu_0 y α_0 son:

$$\xi = [1{,}82 \lg (2{,}08 \cdot 10^5) - 1{,}64]^{-2} = 1{,}55 \cdot 10^{-2};$$
$$\xi/8 = 1{,}94 \cdot 10^{-3}; \quad \sqrt{\xi/8} = 4{,}4 \cdot 10^{-2};$$
$$\mathrm{Nu}_0 = \frac{1{,}94 \cdot 10^{-3} \cdot 2{,}08 \cdot 10^5 \cdot 3{,}96}{12{,}7 \cdot 4{,}4 \cdot 10^{-2} (3{,}96^{2/3} - 1) + 1{,}07} = 835.$$

Puesto que $x/d > 20$ $\varepsilon_x = 1$ y

$$\alpha_0 = \mathrm{Nu}_0 \frac{\lambda_{fx}}{d} = 835 \frac{5{,}42 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-3}} = 11\,300 \text{ W/(m}^2 \cdot °C)$$

Teniendo en cuenta que en la sección más alejada de la entrada t_{cx} será mayor que cuando $x/d = 2$ y que, por consiguiente, la influencia de las propiedades variables sobre el intercambio de calor conduce a una mayor reducción del traspaso de calor, nos damos en una primera aproximación que $\varphi = 0{,}3$ y entonces

$$\mathrm{Nu}_x = \mathrm{Nu}_0 \varphi = 835 \cdot 0{,}3 = 250{,}5;$$
$$\alpha_x = \alpha_0 \varphi = 11\,300 \cdot 0{,}3 = 3\,390 \text{ W/(m}^2 \cdot °C);$$
$$t_{cx} = t_{fx} + \frac{q_c}{\alpha_x} = 48{,}2 + \frac{8 \cdot 10^5}{3\,390} \approx 284°C.$$

Cuando $t_{cx} = 284°C$ ($T_{cx} = 557$ K) $\rho_c = 98{,}5$ kg/m³;

$$i_c = 1\,032 \text{ kJ/kg}.$$

El valor del factor φ en la segunda aproximación es

$$\bar{c}_p = \frac{i_c - i_{fx}}{t_{cx} - t_{fx}} = \frac{1\,032 - 673{,}8}{284 - 48{,}2} = 1{,}52 \text{ kJ/(kg·°C)};$$
$$\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}} = \frac{1{,}52}{6{,}98} = 0{,}218;$$
$$\frac{T_f}{T_m} = \frac{321{,}2}{318} \approx 1{,}01; \quad \frac{T_c}{T_m} = \frac{557}{318} = 1{,}75.$$

Puesto que $1 < \frac{T_f}{T_m} < 1{,}2$ y $1 < \frac{T_c}{T_m} < 2{,}6$, según la fórmula (5-17), $n = n_1 + (5n_1 - 2)\left(1 - \frac{T_f}{T_m}\right)$, siendo

$$n_1 = 0{,}22 + 0{,}18 \frac{T_c}{T_m} = 0{,}22 + 0{,}18 \cdot 1{,}75 = 0{,}536$$

	x/d								
	2	4	10	20	30	38	50	60	75
i_f, kJ/kg	577,4	581,4	593,5	613,6	633,6	649,8	673,8	693,9	724,0
T_f, K	304,2	305,4	308,6	312,9	316,0	318,1	321,2	324,6	332,0
t_f, ℃	31,2	32,4	35,6	39,9	43,0	45,1	48,2	51,6	59,0
$\mu_f \cdot 10^5$, Pa·s	6,55	6,34	5,77	4,88	4,13	3,63	3,07	2,74	2,44
ρ_f, kg/m³	761,1	747,8	707,3	634,9	561	501,2	422,1	364,2	296,9
$c_{p,f}$, kJ/(kg·℃)	3,37	3,53	4,08	5,51	7,28	8,04	6,98	5,19	3,21
$\lambda_f \cdot 10^2$, W/(m·℃)	8,74	8,59	8,17	7,48	6,81	6,23	5,42	4,78	4,05
P_{rf}	2,52	2,60	2,88	3,59	4,42	4,68	3,96	2,98	1,94
$Re_f \cdot 10^{-5}$	0,972	1,01	1,105	1,30	1,54	1,76	2,08	2,32	2,61
$Nu_0\varepsilon_x$	442	428	448	546	677	787	835	795	685
Ψ	0,468	0,435	0,382	0,308	0,265	0,260	0,295	0,353	0,460
Nu_x	207	186,5	171	168,5	179,5	205	247	281	315
α_x, W/(m²·℃)	4510	4000	3500	3150	3050	3200	3340	3360	3190
t_{cx}, ℃	208	232	264	294	305	295	288	290	310

y

$$n = 0{,}536 + (5 \cdot 0{,}536 - 2)(1 - 1{,}01) = 0{,}53;$$

$\frac{\rho_c}{\rho_f} = \frac{98{,}5}{422{,}1} = 0{,}233$. Como antes, cuando $p = 1 \cdot 10^7$ Pa, $m = 0{,}282$ y

$$\varphi = \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pf}}\right)^n \left(\frac{\rho_c}{\rho_f}\right)^m = (0{,}218)^{0{,}53} (0{,}233)^{0{,}282} = 0{,}297.$$

El número Nu_x, α_x y t_{cx} en la segunda aproximación son

$$Nu_x = Nu_0 \varphi = 835 \cdot 0{,}297 = 248;$$

$$\alpha_x = \alpha_0 \varphi = 11\,300 \cdot 0{,}297 = 3\,350 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{cx} = 48{,}2 + \frac{8 \cdot 10^5}{3\,350} = 48{,}2 + 239 = 287{,}2\text{°C}.$$

Como el valor obtenido de t_{cx} se diferencia del admitido es menester continuar el cálculo. En una tercera aproximación admitimos que $t_{cx} = 287$°C y repetimos el cálculo. Cuando $t_{cx} = 287$°C $T_{cx} = 560$ K, $\rho_c = 97{,}9$ kg/m³; $i_c = 1\,035{,}6$ kJ/kg.

$\bar{c}_p = 1{,}515$ kJ/(kg·°C); $\bar{c}_p / c_{pf} = 0{,}217$; $T_c / T_m = 1{,}76$; $n = 0{,}53$;

$$\rho_c / \rho_f = 0{,}232 \text{ y}$$

$$\varphi = (0{,}217)^{0{,}53} (0{,}232)^{0{,}282} = 0{,}295.$$

$$Nu_x = 835 \cdot 0{,}295 = 247;$$

$$\alpha_x = 11\,300 \cdot 0{,}295 = 3\,340 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$t_{cx} = 48{,}2 + \frac{8 \cdot 10^5}{3\,340} = 48{,}2 + 239{,}5 = 287{,}7\text{°C}.$$

La coincidencia del valor obtenido de t_{cx} con el admitido es bastante exacta y se puede aceptar que cuando $x/d = 50$ $t_{cx} = 288$°C.

De manera análoga efectuamos el cálculo de las temperaturas de la pared en las demás secciones del tubo. Los resultados de los cálculos se exponen en la tabla de la página anterior y en las figuras 12-8 y 12-9.

12-20. Por un tubo redondo con diámetro $d = 4$ mm corre bióxido carbónico. La presión de éste es $p = 10$ MPa y su gasto es $G = 0{,}03$ kg/s. El bióxido carbónico ingresa en el tramo que se calienta del tubo a la temperatura $t_{f1} = 10$°C y se calienta con densidad constante del flujo calorífico sobre la pared $q_c = 1{,}3 \times \times 10^6$ W/m². Delante del tramo que se calienta existe otro tramo de estabilización hidrodinámica que no se calienta.

Hallar la distribución de la temperatura a lo largo del tubo. Efectuar el cálculo para las distancias relativas de la entrada en el tubo $x/d = 2$, 4, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 65 y 75.

Respuesta

Los resultados del cálculo están expuestos en la tabla siguiente y en la fig. 12-10.

	x/d				
	2	4	10	20	30
t_f, °C	11,8	13,6	18,9	26,9	33,5
α_x/α_0	0,504	0,462	0,419	0,363	0,332
α_x, W/(m².°C)	5630	4730	4080	3700	3630
t_c, °C	243	288	337	365	382

	x/d				
	40	50	60	65	75
t_f, °C	38,7	42,4	45,2	46,6	49,7
α_x/α_0	0,276	0,230	0,212	0,223	0,29
α_x, W/(m².°C)	3670	3680	3680	3730	4360
t_c, °C	393	396	398	395	347

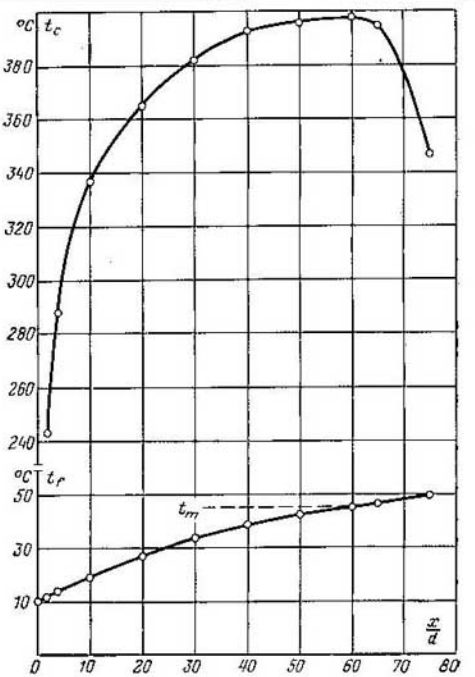

Fig. 12-10. Para el problema 12-20.

12-21. Determinar la distribución de la temperatura en la sección transversal de un elemento combustible que tiene la forma de un cilindro hueco con diámetro interno $d_1 = 14$ mm y diámetro exterior $d_2 = 28$ mm fabricado de uranio [$\lambda = 31$ W/(m·°C)]. Ambas superficies del elemento combustible están cubiertas por camisas bien ajustadas de acero inoxidable [$\lambda_{cam} = 21$ W/(m·°C)] cuyo espesor es $\delta = 0{,}5$ mm. La densidad volumétrica de desprendimiento de calor en el uranio se admite ser uniforme en la sección e igual a $q_v = 2 \cdot 10^8$ W/m³.

El elemento combustible está refrigerado por agua que circula por el canal interno de sección redonda y por el canal anular exterior. El diámetro exterior del canal anular $d_3 = 34$ mm. La temperatura media de la masa de agua y el gasto de ésta en el canal interior son $t_{f1} = 180$°C y $G_1 = 0{,}18$ kg/s y en el canal exterior, respectivamente, $t_{f2} = 200$°C y $G_2 = 0{,}30$ kg/s.

Durante el cálculo admitir que no hay termotransferencia a través de la superficie externa del canal anular, es decir, $q_3 = 0$.

Respuesta

La temperatura máxima es $t_0 = 307$°C; las temperaturas en las superficies del uranio son $t_1 = 268$°C; y $t_2 = 265$°C. Las diferencias de temperatura en las camisas son $t_1 - t_{c1} = 20$°C y $t_2 - t_{c2} = 15$°C.

Solución

El coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la camisa al agua en el canal interior se determina de la manera siguiente.

Las propiedades físicas del agua cuando $t_{f1} = 180$°C son: $\rho_{f1} = 886{,}9$ kg/m³; $\lambda_{f1} = 0{,}674$ W/(m·°C); $\nu_{f1} = 0{,}173 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr_{f1} = 1{,}0$.

El área de la sección transversal del canal interior es

$$f_1 = \pi (r_1 - \delta)^2 = \pi (6{,}5 \cdot 10^{-3})^2 = 132{,}5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2,$$

siendo

$$r_1 - \delta = \frac{d_1}{2} - \delta = \frac{14 \cdot 10^{-3}}{2} - 0{,}5 \cdot 10^{-3} = 6{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ m}.$$

La velocidad del movimiento del agua es

$$w_1 = \frac{G_1}{f_1 \rho_{f1}} = \frac{0{,}18}{132{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot 886{,}9} = 1{,}535 \text{ m/s}.$$

El número de Reynolds es

$$Re_{f1} = \frac{w_1 (d_1 - 2\delta)}{\nu_{f1}} = \frac{1{,}535 (14 - 2 \cdot 0{,}5) \cdot 10^{-3}}{0{,}173 \cdot 10^{-6}} = 1{,}15 \cdot 10^5.$$

El número de Nusselt se determina por la fórmula (5-7):

$$\mathrm{Nu}_{f1} = 0{,}021\,\mathrm{Re}_{f1}^{0.8}\,\mathrm{Pr}_{f1}^{0.43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{f1}}{\mathrm{Pr}_{c1}}\right)^{0.25} =$$

$$= 0{,}021\,(1{,}15\cdot 10^5)^{0.8}\cdot 1{,}0 = 236,$$

donde, en una primera aproximación, se admite que la corrección para la variación de las propiedades físicas en la sección del flujo $(\mathrm{Pr}_{f1}/\mathrm{Pr}_{c1})^{0.25} \approx 1$.

$$\alpha_1 = \mathrm{Nu}_{f1}\frac{\lambda_{f1}}{(d_1 - 2\delta)} = 236\,\frac{0{,}674}{13\cdot 10^{-3}} = 1{,}22\cdot 10^4\ \mathrm{W/(m^2\cdot °C)}.$$

El coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la camisa al agua en el canal anular exterior se determina de la manera siguiente.

Cuando $t_{f2} = 200°\mathrm{C}$, $\rho_{f2} = 863\ \mathrm{kg/m^3}$; $\lambda_{f2} = 0{,}663\ \mathrm{W/(m\cdot °C)}$; $\nu_{f2} = 0{,}158\cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s}$; $\mathrm{Pr}_{f2} = 0{,}93$;

$$f_2 = \pi\,[r_3^2 - (r_2 + \delta)^2] = \pi\,(17^2 - 14{,}5^2)\,10^{-6} = 248\cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2};$$

$$w_2 = \frac{G_2}{f_2 \rho_{f2}} = \frac{0{,}3}{248\cdot 10^{-6}\cdot 863} = 1{,}4\ \mathrm{m/s};$$

$$\mathrm{Re}_{f2} = \frac{w_2 d_e}{\nu_{f2}} = \frac{1{,}4\cdot 5\cdot 10^{-3}}{0{,}158\cdot 10^{-6}} = 4{,}42\cdot 10^4,$$

donde

$$d_e = \frac{4f_2}{\pi[d_3 + (d_2 + 2\delta)]} = d_3 - (d_2 + 2\delta) = 34 - 29 = 5\cdot 10^{-3}\ \mathrm{m}.$$

Puesto que el calor se suministra solamente por la superficie interior del canal anular el número de Nusselt se determina por la fórmula (5-24) para el caso de calentamiento unilateral:

$$\mathrm{Nu}_{1,1} = \mathrm{Nu}_{tub}\,(1 - \varphi)\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^n \xi,$$

donde, sustituyendo las designaciones de acuerdo al problema que se examina,

$$\mathrm{Nu}_{1,1} = \mathrm{Nu}_{f2};\quad \mathrm{Nu}_{tub} = \mathrm{Nu}_{2tub};$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{d_2 + 2\delta}{d_3} = \frac{28 + 1}{34} = 0{,}853;$$

$$\varphi = \frac{0{,}255}{1 + 1{,}1\mathrm{Pr}_{f1}^{0.9}} = \frac{0{,}255}{1 + 1{,}1\cdot 1{,}0} = 0{,}121;$$

$$n = -0{,}16\mathrm{Pr}_{f2}^{-0.15} = -0{,}16$$

y, como $(d_2 + 2\delta)/d_3 > 0{,}2$, $\xi = 1$.

El número de Nusselt en el canal anular calculado por la fórmula (5-7) para un tubo redondo será

$$\mathrm{Nu}_{tub} = 0{,}021\mathrm{Re}_{f2}^{0.8}\,\mathrm{Pr}_{f2}^{0.43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{f2}}{\mathrm{Pr}_{c2}}\right)^{0.25} =$$

$$= 0{,}021\cdot(4{,}42\cdot 10^4)^{0.8}\,(0{,}93)^{0.43} = 102,$$

donde, en una primera aproximación, se admitió que $(Pr_{f2}/Pr_{c2})^{0.25} = 1$.

$$Nu_{f2} = 102\,(1 - 0{,}121)\,(0{,}853)^{-0.16} = 92;$$

$$\alpha_2 = Nu_{f2}\frac{\lambda_{f2}}{d_e} = 92\,\frac{0{,}663}{5\cdot 10^{-3}} = 1{,}22\cdot 10^4 \text{ W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Los coeficientes efectivos de traspaso de calor, que tienen en cuenta las resistencias térmicas de las camisas, serán

$$\frac{1}{\alpha_{ef1}} = \frac{d_1}{\alpha_1 (d_1 - 2\delta)} + \frac{d_1}{2\lambda_{tot}} \ln \frac{d_1}{d_1 - 2\delta} =$$

$$= \frac{14\cdot 10^{-3}}{1{,}22\cdot 10^4 \cdot 13\cdot 10^{-3}} + \frac{14\cdot 10^{-3}}{2\cdot 21} \ln \frac{14}{13} = 11{,}24\cdot 10^{-5};$$

$$\alpha_{ef1} = 8\,880 \text{ W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

$$\frac{1}{\alpha_{ef2}} = \frac{d_2}{\alpha_2 (d_2 + 2\delta)} + \frac{d_2}{2\lambda_{tot}} \ln \frac{d_2 + 2\delta}{d_2} =$$

$$= \frac{28\cdot 10^{-3}}{12{,}2\cdot 10^3 \cdot 29\cdot 10^{-3}} + \frac{28\cdot 10^{-3}}{2\cdot 21} \ln \frac{29}{28} = 10{,}35\cdot 10^{-5};$$

$$\alpha_{ef2} = 9\,680 \text{ W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

El radio de la sección neutral es

$$r_0^2 = \frac{(t_{f2} - t_{f1}) + \frac{q_v}{2}\left[\frac{r_1}{\alpha_{ef1}} + \frac{r_2}{\alpha_{ef2}} + \frac{1}{2\lambda}\,(r_2^2 - r_1^2)\right]}{\frac{q_v}{2}\left(\frac{1}{\alpha_{ef1}\,r_1} + \frac{1}{\alpha_{ef2}\,r_2} + \frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1}\right)} =$$

$$= \frac{(200 - 180) + \frac{2\cdot 10^8}{2}\left[\frac{7\cdot 10^{-3}}{8\,880} + \frac{14\cdot 10^{-3}}{9\,680} + \frac{1}{2\cdot 31}\,(14^2 - 7^2)\cdot 10^{-6}\right]}{\frac{2\cdot 10^8}{2}\left(\frac{1}{8\,880\cdot 7\cdot 10^{-3}} + \frac{1}{9\,680\cdot 14\cdot 10^{-3}} + \frac{1}{31}\ln\frac{14}{7}\right)} =$$

$$= 105\cdot 10^{-6} \text{ m}^2;$$

$$r_0 = 10{,}25 \text{ mm}.$$

La densidad del flujo calorífico sobre la superficie interna del uranio y sobre la superficie interna de la camisa es

$$q_1 = \frac{q_v r_1}{2}\left(\frac{r_0^2}{r_1^2} - 1\right) = \frac{2\cdot 10^8 \cdot 7\cdot 10^{-3}}{2}\left(\frac{105}{7^2} - 1\right) = 7{,}98\cdot 10^5 \text{ W/m}^2;$$

$$q_{c1} = q_1 \frac{d_1}{d_1 - 2\delta} = 7{,}98\cdot 10^5\,\frac{14}{13} = 8{,}60\cdot 10^5 \text{ W/m}^2.$$

La temperatura en la superficie interior de la camisa es

$$t_{c1} = t_{f1} + \frac{q_{c1}}{\alpha_1} = 180 + \frac{8{,}6\cdot 10^5}{1{,}22\cdot 10^4} = 180 + 70{,}5 \approx 251{}^\circ\text{C}.$$

La densidad del flujo calorífico q_2 y q_{c2} y la temperatura t_{c2} en la superficie exterior del elemento combustible es

$$q_2 = \frac{q_v r_2}{2}\left(1 - \frac{r_0^2}{r_2^2}\right) = \frac{2 \cdot 10^8 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{2}\left(1 - \frac{105}{14^2}\right) = 6{,}5 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2;$$

$$q_{c2} = q_2 \frac{d_2}{d_2 + 2\delta} = 6{,}5 \cdot 10^6 \frac{28}{29} = 6{,}28 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2;$$

$$t_{c2} = t_{f2} + \frac{q_{c2}}{\alpha_2} = 200 + \frac{6{,}28 \cdot 10^5}{1{,}22 \cdot 10^4} = 200 + 51{,}4 \approx 251°\text{C}.$$

Por los valores hallados para t_{c1} y t_{c2} se pueden precisar las correcciones para la variación de las propiedades físicas en la sección del flujo, correcciones que se introducen en las fórmulas para el cálculo de los coeficientes de traspaso de calor. Cuando $t_{c1} = 251°\text{C}$, $\text{Pr}_{c1} = 0{,}86$; cuando $t_{c2} = 254°\text{C}$, $\text{Pr}_{c2} = 0{,}865$ y, entonces,

$$\left(\frac{\text{Pr}_{f1}}{\text{Pr}_{c1}}\right)^{0{,}25} = \left(\frac{1}{0{,}86}\right)^{0{,}25} = 1{,}04.$$

$$\left(\frac{\text{Pr}_{f2}}{\text{Pr}_{c1}}\right)^{0{,}25} = \left(\frac{0{,}93}{0{,}86}\right)^{0{,}25} = 1{,}02.$$

Aunque las correcciones no son muy grandes éstas influyen sobre la distribución de la temperatura. Una vez efectuado el nuevo cálculo que tiene en cuenta estas correcciones obtenemos:

$$\alpha_1 = 1{,}27 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot °\text{C)}; \quad \alpha_{ef1} = 9\,170 \text{ W/(m}^2 \cdot °\text{C)};$$

$$\text{Nu}_{2\text{tub}} = 104; \quad \alpha_2 = 1{,}245 \cdot 10^4 \cdot \text{W/(m}^2 \cdot °\text{C)}; \quad \alpha_{ef2} = 9\,850 \text{ W/(m}^2 \cdot °\text{C)},$$

$$r_0 = 10{,}26 \text{ mm}; \quad q_1 = 8{,}04 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2; \quad q_{c1} = 8{,}65 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2;$$

$$t_{c1} = 248°\text{C}; \quad q_2 = 6{,}48 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2; \quad q_{c2} = 6{,}25 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2;$$

$$t_{c2} = 250°\text{C}.$$

Puesto que las temperaturas variaron insignificantemente no se requiere efectuar cálculos sucesivos.

Las temperaturas en las superficies interior y exterior del uranio son

$$q_{l1} = q_1 \pi d_1 = 8{,}04 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 14 \cdot 10^{-3} = 3{,}53 \cdot 10^4 \text{ W/m};$$

$$t_1 = t_{c1} + \frac{q_{l1}}{2\pi\lambda_{1ot}} \ln \frac{d_1}{d_1 - 2\delta} = 248 + \frac{3{,}53 \cdot 10^4}{2 \cdot \pi \cdot 21} \ln \frac{14}{13} = 248 + 20 = 268°\text{C};$$

$$t_2 = t_{c2} + \frac{q_2 d_2}{2\lambda_{1ot}} \ln \frac{d_2 + 2\delta}{d_2} = 250 + \frac{6{,}48 \cdot 10^5 \cdot 28 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 21} \ln \frac{29}{28} =$$

$$= 250 + 14{,}9 \approx 265°\text{C}.$$

La temperatura máxima en el elemento combustible es

$$t_0 = t_1 + \frac{q_v}{4\lambda}\left[2r_0^2 \ln \frac{r_0}{r_1} - (r_0^2 - r_1^2)\right] =$$

$$= 268 + \frac{2 \cdot 10^8}{4 \cdot 31}\left[2\,(10{,}26)^2 \ln \frac{10{,}26}{7} - (10{,}26^2 - 7^2)\right] 10^{-6} =$$

$$= 268 + 39{,}2 \approx 307°\text{C}.$$

12-22. Determinar la distribución de las temperaturas en la sección transversal del elemento combustible examinado en el problema 12-21 si disminuye el gasto de agua en el canal interior en 2 veces, es decir, si $G_1 = 0{,}09$ kg/s, mientras que todas las demás condiciones permanecen sin variar.

Respuesta

La temperatura máxima es $t_0 = 327$°C. Las temperaturas en las superficies del uranio son $t_1 = 298$°C y $t_2 = 274$°C. Las diferencias de temperatura en las camisas son $t_1 - t_{c1} = 16$°C y $t_2 - t_{c2} = 17$°C. De tal modo, a cuenta de la disminución del coeficiente de traspaso de calor en la pared interior, aumentó el nivel total de temperaturas y, entre ellas, la temperatura t_1 aumentó en 30°C y la temperatura t_2 en 9°C.

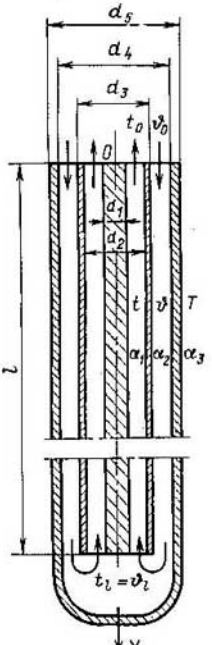

Fig. 12-11. Para el problema 12-23.

12-23. Determinar la distribución de la temperatura del agua a lo largo de los canales exterior e interior de un elemento combustible con dos pasos para el agente de transmisión de calor. El agua ingresa por arriba al canal anular exterior, se mueve hacia abajo, pasa por el codo y se mueve hacia arriba por el canal anular interior hasta salir del tubo.

Los parámetros principales del elemento combustible (fig. 12-11) son: la longitud de cada paso $l = 2{,}7$; los diámetros del canal circular interior son $d_1 = 14$ mm y $d_2 = 20$ mm; los diámetros del canal anular exterior son $d_3 = 22$ mm y $d_4 = 28$ mm; el diámetro exterior del elemento combustible $d_5 = 34$ mm.

Efectuar el cálculo para las condiciones siguientes: la densidad del flujo calorífico sobre la superficie de la barra central termógena $q_c = 8 \cdot 10^5$ W/m^2; la velocidad del movimiento del agua por el canal anular interior $w_1 = 2$ m/s; la temperatura del agua a la entrada en el canal exterior $\vartheta_0 = 90$°C; la temperatura del agua que baña por el exterior al canal externo, T, es constante a lo largo del canal e igual a 86°C; el coeficiente de conductibilidad térmica del material de las paredes es $\lambda = 21$ W/(m·°C).

Admitir que los coeficientes de traspaso de calor y de transmisión térmica son constantes a lo largo del canal y, al deter-

minarlos, utilizar las propiedades físicas del agua para la temperatura media del agua a lo largo de éste.

Admitir que los coeficientes de traspaso de calor por ambas partes de la pared exterior del elemento combustible son iguales, $\alpha_3 = \alpha_2$. Admitir también que el calor específico del agua es constante e igual a $c_p = 4{,}25 \cdot 10^3$ J/(kg·°C).

Como resultado del cálculo determinar la temperatura del agua al final del primer paso ϑ_t y a la salida del segundo paso t_0, así como también la coordenada x_m y el valor ϑ_m de la temperatura máxima del agua en el primer paso.

Respuesta

$\vartheta_t = 103$°C; $t_0 = 156$°C; $x_m = 2$ m; $\vartheta_m = 104$°C.

Solución

Para el cálculo del coeficiente de traspaso de calor en el canal interior α_1 es menester, en una primera aproximación, darse la temperatura media del agua t en este canal. Esto se puede hacer basándose en el cálculo aproximado siguiente.

La sección de paso y el diámetro equivalente del canal interior son

$$f_1 = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4}(20^2 - 14^2)\,10^{-6} = 1{,}6 \cdot 10^{-4}\,\text{m}^2;$$

$$d_{e1} = d_2 - d_1 = 20 - 14 = 6\ \text{mm}.$$

El gasto de agua es

$$G = \rho_1 f_1 w_1 \approx 965 \cdot 1{,}6 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \approx 0{,}31\ \text{kg/s},$$

donde $\rho_1 \approx 965$ kg/m³ para la temperatura en la entrada $\vartheta_0 = 90$°C.

Entonces, si no hay pérdidas de calor, la temperatura del agua a la salida

$$t_0 \approx \vartheta_0 + \frac{q_c \pi d_1 l}{G c_p} = 90 + \frac{8 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 2{,}7}{0{,}31 \cdot 4{,}25 \cdot 10^3} = 160\text{°C}.$$

Teniendo en cuenta la evacuación de calor por el canal exterior se puede admitir con aproximación que $t_0 \approx 150$°C y que $t \approx 0{,}5\,(90 + 150) = 120$°C. De esta manera, en la primera aproximación, admitimos $t = 120$°C. A esta temperatura las propiedades físicas del agua son: $\rho_1 = 943$ kg/m³; $\nu_1 = 0{,}252 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\lambda_1 = 0{,}686$ W/(m·°C); $\text{Pr}_1 = 1{,}47$.

El número de Reynolds es

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_{e1}}{\nu_1} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{0{,}252 \cdot 10^{-6}} = 4{,}76 \cdot 10^4.$$

Teniendo en cuenta que el cálculo se efectúa con una serie de condiciones simplificadoras el número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor los determinamos por la fórmula (5—7) para los tubos redondos, introduciendo el diámetro equivalente. Ade-

más, con error no muy grande, admitimos que la corrección $(Pr_f/Pr_c)^{0,25}=1$. Entonces

$$Nu_1=0{,}021\,Re_1^{0,8}Pr_1^{0,43}=0{,}021\,(4{,}76\cdot10^{-4})^{0,8}(1{,}47)^{0,43}=136;$$

$$\alpha_1=Nu_1\frac{\lambda_1}{d_{e1}}=136\frac{0{,}686}{6\cdot10^{-3}}=1{,}55\cdot10^4\ \text{W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

El gasto de agua es

$$G=\rho_1 f_1 w_1=943\cdot1{,}6\cdot10^{-4}\cdot2=0{,}302\ \text{kg/s}.$$

Para el canal exterior admitimos en una primera aproximación que $\bar{\vartheta}=\vartheta_0=90°\text{C}$. A esta temperatura $\rho_2=965\ \text{kg/m}^3$; $\nu_2=0{,}326\cdot10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s}$; $\lambda_2=0{,}680\ \text{W/(m}\cdot{}^\circ\text{C)}$; $Pr_2=1{,}95$.

La sección de paso y el diámetro equivalente del canal exterior serán

$$f_2=\frac{\pi}{4}(d_4^2-d_3^2)=\frac{\pi}{4}(28^2-22^2)=2{,}35\cdot10^{-4}\text{m}^2;$$

$$d_{e2}=d_4-d_3=28-22=6\ \text{mm}.$$

La velocidad del movimiento del agua y el número de Reynolds en el canal exterior serán

$$w_2=\frac{G}{\rho_2 f_2}=\frac{0{,}302}{965\cdot2{,}35\cdot10^{-4}}=1{,}33\ \text{m/s};$$

$$Re_2=\frac{w_2 d_{e2}}{\nu_2}=\frac{1{,}33\cdot6\cdot10^{-3}}{0{,}326\cdot10^{-6}}=2{,}44\cdot10^4.$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor son

$$Nu_2=0{,}021\,(2{,}44\cdot10^4)^{0,8}(1{,}95)^{0,43}=90;$$

$$\alpha_2=Nu_2\frac{\lambda_2}{d_{e2}}=90\,\frac{0{,}68}{6\cdot10^{-3}}=1{,}02\cdot0^4\ \text{W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

El coeficiente de traspaso de calor de la pared exterior del elemento combustible, según la condición del problema, es $\alpha_3=\alpha_2=1{,}02\cdot10^4\ \text{W/(m}^2\cdot{}^\circ\text{C)}$.

Los coeficientes de transmisión térmica a través de la pared del elemento combustible que divide los canales anulares, k_1, y a través de la pared exterior, k_2, serán:

$$k_1=\frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_2}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_3}{d_2}+\frac{1}{\alpha_2 d_3}}=$$

$$=\frac{3{,}14}{\frac{1}{1{,}55\cdot10^4\cdot2\cdot10^{-2}}+\frac{2{,}3}{2\cdot21}\lg\frac{22}{20}+\frac{1}{1{,}02\cdot10^4\cdot2{,}2\cdot10^{-2}}}=317\ \text{W/(m}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

$$k_2=\frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_2 d_4}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_5}{d_4}+\frac{1}{\alpha_3 d_5}}=$$

$$=\frac{3{,}14}{\frac{1}{1{,}02\cdot10^4\cdot2{,}8\cdot10^{-2}}+\frac{2{,}3}{2\cdot21}\lg\frac{34}{28}+\frac{1}{1{,}02\cdot10^4\cdot3{,}4\cdot10^{-2}}}=285\ \text{W/(m}\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Admitiendo, según las condiciones del problema, que $k_1 = \text{const}$ y que $k_2 = \text{const}$ efectuamos el cálculo de la distribución de las temperaturas del agua a lo largo de los canales por las fórmulas (5-31)—(5-33).

El flujo calorífico en la unidad de longitud de la barra central termógena es

$$q_l = q_c \pi d_1 = 8 \cdot 10^5 \cdot 3{,}14 \cdot 14 \cdot 10^{-3} = 3{,}51 \cdot 10^4 \text{ W/m}.$$

Determinamos los valores de las magnitudes que entran en (5-31):

$$W = Gc_p = 0{,}302 \cdot 4{,}25 \cdot 10^3 = 1\,280 \text{ W/°C};$$

$$\frac{q_l}{k_2} = \frac{3{,}51 \cdot 10^4}{285} = 123° \text{ C}; \quad \frac{q_l}{W} = \frac{3{,}51 \cdot 10^4}{1\,280} = 27{,}4° \text{ C/m};$$

$$C_1 = \vartheta_0 - T - \frac{q_l}{k_2} = 90 - 86 - 123 = -119° \text{ C};$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2W}\left(-k_2 + \sqrt{k_2^2 + 4k_1k_2}\right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 1\,280}\left(-285 + 10^2\sqrt{2{,}85^2 + 4 \cdot 3{,}17 \cdot 2{,}85}\right) =$$

$$= \frac{1}{2\,560}(-285 + 665) = 0{,}148;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2W}\left(-k_2 - \sqrt{k_2^2 + 4k_1k_2}\right) = \frac{1}{2\,560}(-285 - 665) = -0{,}371;$$

$$e^{\varepsilon_2 l} = e^{-0{,}371 \cdot 2{,}7} = 0{,}368;$$

$$e^{\varepsilon_1 l} = e^{0{,}148 \cdot 2{,}7} = 1{,}49;$$

$$A_1 = \frac{C_1\varepsilon_1 e^{\varepsilon_2 l} - \frac{q_l}{W}}{\varepsilon_1 e^{\varepsilon_2 l} - \varepsilon_2 e^{\varepsilon_1 l}} = \frac{-119 \cdot 0{,}148 \cdot 0{,}368 - 27{,}4}{0{,}148 \cdot 0{,}368 + 0{,}371 \cdot 1{,}49} = -55{,}8° \text{ C};$$

$$A_2 = -\frac{C_1\varepsilon_2 e^{\varepsilon_1 l} - \frac{q_l}{W}}{\varepsilon_1 e^{\varepsilon_2 l} - \varepsilon_2 e^{\varepsilon_1 l}} = \frac{-119 \cdot 0{,}371 \cdot 1{,}49 - 27{,}4}{0{,}6075} = -63° \text{ C}.$$

La temperatura del agua al final del primer paso, según (5-31) es

$$\vartheta_l = t_l = A_1 e^{\varepsilon_1 l} + A_2 e^{\varepsilon_2 l} + T + \frac{q_l}{k_2} =$$

$$= -55{,}8 \cdot 1{,}49 - 63 \cdot 0{,}368 + 86 + 123 = 102{,}5° \text{ C}.$$

La coordenada de la temperatura máxima del agua en el primer paso, según (5-33) es

$$x_m = \frac{1}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \ln\left(-\frac{A_2\varepsilon_2}{A_1\varepsilon_1}\right) = \frac{1}{0{,}148 + 0{,}371} \ln\left(\frac{63 \cdot 0{,}371}{55{,}8 \cdot 0{,}148}\right) = 2{,}01 \text{ m}.$$

La temperatura máxima del agua en el primer paso, según (5-31), cuando $x = x_m$ es

$$\vartheta_m = A_1 e^{\varepsilon_1 x_m} + A_2 e^{\varepsilon_2 x_m} + T + \frac{q_l}{k_2} =$$

$$= -55{,}8 e^{0{,}148 \cdot 2{,}01} - 63 e^{-0{,}371 \cdot 2{,}01} + 86 + 123 = 103{,}7° \text{ C}.$$

La distribución de la temperatura del agua a lo largo del canal interior se describe por la ecuación (5-32)

$$t = B_1 e^{\varepsilon_1 x} + B_2 e^{\varepsilon_2 x} + T + \frac{q_l}{k_1} + \frac{q_l}{k_2}.$$

$$\frac{q_l}{k_1} = \frac{3{,}51 \cdot 10^4}{317} = 111^\circ \text{ C};$$

$$C_2 = t_l - T - \frac{q_l}{k_1} - \frac{q_l}{k_2} = 102{,}5 - 86 - 111 - 123 = -217{,}5^\circ \text{ C};$$

$$B_1 = -\frac{C_2\varepsilon_2 + \frac{q_l}{W}}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)\, e^{\varepsilon_1 l}} = -\frac{217{,}5 \cdot 0{,}371 + 27{,}4}{(0{,}148 + 0{,}371)\, 1{,}49} = -140^\circ \text{ C},$$

$$B_2 = \frac{C_2\varepsilon_1 + \frac{q_l}{W}}{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)\, e^{\varepsilon_2 l}} = \frac{-217{,}5 \cdot 0{,}148 + 27{,}4}{(0{,}148 + 0{,}371)\, 0{,}368} = -25{,}1^\circ \text{ C}.$$

La temperatura del agua a la salida cuando $x = 0$, según (5-32), es

$$t_0 = B_1 + B_2 + T + \frac{q_l}{k_1} + \frac{q_l}{k_2} =$$

$$= -140 - 25{,}1 + 86 + 111 + 123 = 154{,}9^\circ \text{ C}.$$

Precisamos los valores de las propiedades físicas del agua admitidos para el cálculo de los coeficientes de traspaso de calor α_1 y α_2. Teniendo en cuenta el carácter de la distribución de la temperatura del agua a lo largo del canal exterior se puede valorar su magnitud media de la manera siguiente:

$$\overline{\vartheta} \approx 0{,}5\,[0{,}5\,(\vartheta_0 + \vartheta_m) + 0{,}5\,(\vartheta_m + \vartheta_l)] \approx$$
$$\approx 0{,}5\,[0{,}5\,(90 + 103{,}7) + 0{,}5\,(103{,}7 + 102{,}5)] \approx 100^\circ \text{ C}.$$

En el cálculo efectuado se admitió que $\overline{\vartheta} = 90^\circ$ C. La temperatura media del agua a lo largo del canal interior, teniendo en cuenta que su variación no es lineal, se puede valorar como $\overline{t} \approx 135^\circ$ C; se admitió que $\overline{t} = 120^\circ$ C.

Cuando $\overline{t} = 135^\circ$C, $\rho_1 = 930$ kg/m³; $\lambda_1 = 0{,}685$ W/(m·°C); $\nu_1 = 0{,}225 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\mathrm{Pr}_1 = 1{,}31$.

Cuando $\overline{\vartheta} = 100^\circ$C, $\rho_2 = 958$ kg/m³; $\lambda_2 = 0{,}683$ W/(m·°C); $\nu_2 = 0{,}295 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $\mathrm{Pr}_2 = 1{,}75$.

El cálculo reiterado con los valores precisados de las propiedades físicas de los resultados siguientes:

$G = 0{,}298$ kg/s; $\quad w_2 = 1{,}32$ m/s;
$\alpha_1 = 1{,}61 \cdot 10^4$ W/(m²·°C); $\quad \alpha_2 = 1{,}06 \cdot 10^4$ W/(m²·°C);
$k_1 = 326$ W/(m·°C); $\quad k_2 = 291$ W/(m·°C);
$\vartheta_l = 103{,}2^\circ$C; $\quad x_m = 2$ m; $\quad \vartheta_m = 104{,}3^\circ$C; $\quad t_0 = 156{,}3^\circ$C.

La coincidencia con el primer cálculo es bastante buena y no se requiere efectuar nuevos cálculos.

12-24. Determinar la distribución de la temperatura del agua a lo largo de los canales anulares en el elemento combustible con dos pasos para el agente de transmisión de calor examinado en el problema 12-23 si se aumenta en 2 veces, desde 2 hasta 4 m/s, la velocidad del movimiento del agua en el canal interior. El calor específico del agua se debe admitir constante e igual a $c_p = 4{,}23 \cdot 10^3$ J/(kg·°C). Todas las demás condiciones quedan sin variar.

Respuesta

$$\vartheta_l = 95°C;\ x_m = 2{,}1\ \text{m};\ \vartheta_m = 96°C;\ t_0 = 124°C.$$

12-25. Determinar la distribución de las temperaturas del agente de transmisión de calor y de la pared a lo largo del canal de la zona activa de un reactor atómico. El elemento combustible (fig. 12-12) tiene la forma de un cilindro con diámetro exterior $d_1 = 21$ mm y longitud $l = 2{,}8$ mm fabricado de uranio [$\lambda = 31$ W/(m·°C)]. La superficie del elemento combustible está cubierta por una camisa bien ajustada de acero inoxidable [$\lambda_{ac} = 21$ W/(m·°C)] cuyo espesor es $\delta = 0{,}5$ mm.

La densidad volumétrica de desprendimiento de calor en el uranio q_v se debe admitir constante en la sección y variable a lo largo de acuerdo a la ley cosenusoidal (reactor sin reflectores de tope). Si se sitúa el origen de las coordenadas en el centro de la longitud del elemento combustible resulta ser que cuando $x = 0$ $q_{v0} = 4{,}9 \cdot 10^7$ W/m³.

El elemento combustible está refrigerado por bióxido carbónico que se mueve por el canal anular de diámetro exterior $d_2 = 30$ mm. La presión y el gasto de bióxido carbónico son, respectivamente, $p = 2$ MPa y $G = 0{,}25$ kg/s, y la temperatura de éste a la entrada en el canal $t_{f1} = 150°C$. Se puede desatender del intercambio de calor a través de la pared exterior del canal anular.

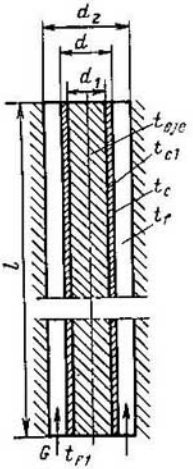

Fig. 12-12. Para el problema 12-25.

Durante el cálculo admitir que el coeficiente de traspaso de calor de la superficie de la camisa al agente de transmisión de calor es constante a lo largo y que su valor que puede determinar con aproximación por la fórmula para la termotransferencia en los tubos redondos sin corrección alguna para el factor temperatura.

Como resultado del cálculo determinar la temperatura del bióxido carbónico t_f, las temperaturas en las superficies exterior e interior de la camisa, t_c y t_{c1}, y en el eje del elemento com-

bustible t_{eje} a las siguientes distancias de la entrada: 0,5; 1,0; 1,4; 1,8 y 2,3 m ($x = -0,9$; $-0,4$; 0,0; 0,4; 0,9 m), y también determinar las coordenadas y los valores de las temperaturas máximas $t_{c,\,m}$; $t_{c1,\,m}$ y $t_{eje,\,m}$.

Las propiedades físicas del bióxido carbónico cuando $p = 2$ MPa y $t = 150 \div 300$°C [L.25] se exponen en la tabla siguiente:

t, °C	ρ, kg/m³	c_p, kJ/(kg·°C)	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\lambda \cdot 10^4$, W/(m·°C)	Pr
150	26,3	1,00	20,0	260	0,768
200	23,2	1,02	22,5	278	0,825
250	20,8	1,04	24,6	307	0,832
300	17,9	1,07	26,5	341	0,832

Respuesta

Las coordenadas y los valores de los máximos de las temperaturas son:

$$x_{c,\,m} = 0,309 \text{ m}; \quad t_{c,\,m} = 384°\text{C};$$
$$x_{c1,\,m} = 0,298 \text{ m}; \quad t_{c1,\,m} = 390°\text{C};$$
$$x_{eje,\,m} = 0,240 \text{ m}; \quad t_{eje,\,m} = 431°\text{C}.$$

La distribución de las temperaturas a lo largo del canal se expone en la fig. 12-13 y en la tabla siguiente:

x	−1,4	−0,9	−0,4	0	0,4	0,9	1,4
t_f, °C	150	159	183,5	209	234,5	260	268
t_c, °C	—	246,5	331,5	373	382,5	347	—
t_{c1}, °C	—	249,5	336,5	379	387,5	350	—
t_{eje}, °C	—	272,5	375,5	422,5	426,5	373	—

Solución

El desprendimiento de calor por unidad de longitud en el centro del canal ($x = 0$) es

$$q_0 = q_{v0} \frac{\pi d_1^2}{4} = 4,9 \cdot 10^7 \frac{3,14 \cdot 21^2}{4} 10^{-6} = 1,7 \cdot 10^4 \text{ W/m}.$$

La temperatura del bióxido carbónico a la salida del canal, según la fórmula (5-34), cuando $x = l/2$ es

$$t_{f2} - t_{f1} = \frac{2}{\pi} \frac{q_0 l}{G c_p} = \frac{2}{\pi} \frac{1,7 \cdot 10^4 \cdot 2,8}{0,25 \cdot 1,02 \cdot 10^3} = 118°\text{C},$$

donde, en el intervalo de temperaturas desde 150 hasta 250°C, $c_p = 1,02 \cdot 10^3$ J/(kg·°C) y

$$t_{f2} = t_{f1} + 118 = 150 + 118 = 268°\text{C}.$$

La temperatura del bióxido carbónico cuando $x=0$ es

$$t_{f,0}=t_{f1}+\frac{q_0 l}{Gc_p}=0{,}5\,(t_{f1}+t_{f2})=209°\text{C}.$$

Las propiedades físicas del dióxido carbónico cuando $p=2$ MPa y $t_{f,0}=209°$C son: $c_{pf}=1{,}02\cdot10^3$ J/(kg·°C); $\rho_f=22{,}7$ kg/m³; $\mu_f=22{,}8\cdot10^{-6}$ Pa·s; $\lambda_f=2{,}83\cdot10^{-2}$ W/(m·°C); $\text{Pr}_f=0{,}826$.

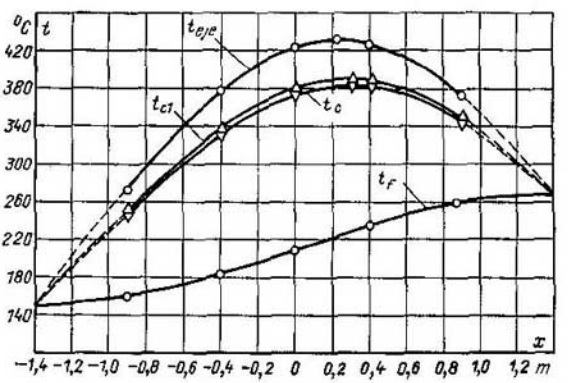

Fig. 12-13. Para el problema 12-25.

El diámetro equivalente del canal anular es

$d_e=d_2-d=30-22=8$ mm, siendo $d=d_1+2\delta=21+2\cdot0{,}5=22$ mm.

El número de Reynolds es

$$\text{Re}_f=\frac{wd_e}{\nu_f}=\frac{Gd_e}{\rho_f f\nu_f}=\frac{4G}{\pi(d_2+d)\mu_f},$$

donde $f=\pi(d_2^2-d^2)/4$ es la sección de paso del canal.

Sustituyendo en la expresión para el número Re_f los valores de las magnitudes obtenemos:

$$\text{Re}_f=\frac{4\cdot0{,}25}{(30+22)\cdot10^{-3}\cdot22{,}8\cdot10^{-6}}=2{,}69\cdot10^5.$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor, aproximadamente, se determinan por la fórmula (5-7)

$$\text{Nu}_f=0{,}021\text{Re}_f^{0{,}8}\text{Pr}_f^{0{,}43}=0{,}021\,(2{,}69\cdot10^5)^{0{,}8}\,(0{,}826)^{0{,}43}=424;$$

$$\alpha=\text{Nu}_f\frac{\lambda_f}{d_e}=424\,\frac{2{,}83\cdot10^{-2}}{8\cdot10^{-3}}=1500\ \text{W/(m}^2\cdot°\text{C}).$$

La diferencia entre la temperatura en el eje del elemento combustible y la temperatura en el bióxido carbónico cuando $x = 0$ será

$$\Delta t_{\text{eje. o}} = t_{\text{eje. o}} - t_{\text{f. o}} = \frac{q_0}{\pi}\left(\frac{1}{4\lambda} + \frac{1}{2\lambda_c}\ln\frac{d}{d_1} + \frac{1}{\alpha_d}\right) =$$
$$= \frac{1{,}7\cdot 10^4}{\pi}\left(\frac{1}{4\cdot 31} + \frac{1}{2\cdot 21}\ln\frac{22}{21} + \frac{1}{1{,}5\cdot 10^3\cdot 22\cdot 10^{-3}}\right) =$$
$$= 43{,}6 + 5{,}9 + 164 = 213{,}5°\text{C}.$$

De tal manera

$$\Delta t_{\text{c. o}} = t_{\text{c. o}} - t_{\text{f. o}} = 164°\text{C};$$
$$\Delta t_{\text{c1. o}} = t_{\text{c1. o}} - t_{\text{f. o}} = 169{,}9°\text{C};$$
$$\Delta t_{\text{eje. o}} = t_{\text{eje. o}} - t_{\text{f. o}} = 213{,}5°\text{C}.$$

La temperatura en las superficies exterior e interior de la camisa y en el eje del elemento combustible cuando $x = 0$ es

$$t_{\text{c. o}} = t_{\text{f. o}} + \Delta t_{\text{c. o}} = 209 + 164 = 373°\text{C};$$
$$t_{\text{c1. o}} = t_{\text{f. o}} + \Delta t_{\text{c1. o}} = 209 + 169{,}9 = 378{,}9°\text{C};$$
$$t_{\text{eje. o}} = t_{\text{f. o}} + \Delta t_{\text{eje. o}} = 209 + 213{,}5 = 422{,}5°\text{C}.$$

El valor de la temperatura máxima en la superficie de intercambio de calor $t_{\text{c. m}}$ se determina por la fórmula (5-35):

$$\frac{t_{\text{c. m}} - t_{\text{f1}}}{t_{\text{f2}} - t_{\text{f1}}} = \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\Delta t_{\text{c. o}}}{t_{\text{f2}} - t_{\text{f1}}}\right)^2}$$

o

$$t_{\text{c. m}} = t_{\text{f. o}} + \sqrt{\left(\frac{t_{\text{f2}} - t_{\text{f1}}}{2}\right)^2 + \Delta t^2_{\text{c. o}}} =$$
$$= 209 + \sqrt{\left(\frac{118}{2}\right)^2 + \Delta t^2_{\text{c. o}}} = 209 + \sqrt{3481 + \Delta t^2_{\text{c. o}}}; \qquad \text{(a)}$$

$$t_{\text{c. m}} = 209 + \sqrt{3481 + 164^2} = 383°\text{C}.$$

La coordenada de la temperatura máxima de la superficie de intercambio de calor $x_{\text{c. m}}$ se determina por la fórmula (5-36)

$$x_{\text{c. m}} = \frac{1}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{t_{\text{f2}} - t_{\text{f1}}}{2\Delta t_{\text{c. o}}}\right) = \frac{2{,}8}{\pi}\operatorname{arctg}\left(\frac{59}{\Delta t_{\text{c. o}}}\right); \qquad \text{(b)}$$

$$x_{\text{c. m}} = 0{,}89\operatorname{arctg}\left(\frac{59}{164}\right) = 0{,}308 \text{ m}.$$

Los valores y las coordenadas de las temperaturas máximas en la superficie interna de la camisa y en el eje se determinan por las expresiones (a) y (b), sustituyendo en ellas la magnitud

$\Delta t_{c,\,0}$, respectivamente, por $\Delta t_{c1,\,0}$ y $\Delta t_{eje,\,0}$.

$$t_{c1,\,m} = 209 + \sqrt{3481 + \Delta t^2_{c1,\,0}} = 209 + \sqrt{3481 + 169{,}9^2} = 389°C;$$

$$x_{c1,\,m} = 0{,}89 \operatorname{arctg}\left(\frac{59}{\Delta t_{c1,\,0}}\right) = 0{,}89 \operatorname{arctg}\left(\frac{59}{169{,}9}\right) = 0{,}298 \text{ m};$$

$$t_{eje,\,m} = 209 + \sqrt{3481 + 213{,}5^2} = 431°C;$$

$$x_{eje.\,m} = 0{,}89 \operatorname{arctg}\left(\frac{59}{213{,}5}\right) = 0{,}240 \text{ m}.$$

Los valores de la temperatura del bióxido carbónico t_f para diferentes valores de x se hallan por la fórmula (5-34):

$$t_f = t_{f1} + \frac{q_0 l}{\pi G c_p}\left(\operatorname{sen}\frac{\pi x}{l} + 1\right) = t_{f1} + \frac{t_{f2} - t_{f1}}{2}\left(\operatorname{sen}\frac{\pi x}{l} + 1\right) =$$
$$= 150 + 59\,[\operatorname{sen}(1{,}122x) + 1].$$

Sustituyendo los valores de x, hallamos:

$x = -1{,}4$ $t_f = t_{f1} = 150°C$; $x = -0{,}9$ $t_f = 159°C$;

$x = -0{,}4$ $t_f = 183{,}4°C$; $x = 0$ $t_f = 209°C$;

$x = 0{,}9$ $t_f = 259{,}7°C$; $x = 1{,}4$ $t_f = 268°C$.

Los valores de la temperatura de la superficie de intercambio de calor t_c para diferentes valores de x se hallan por la fórmula

$$t_c = t_f + \Delta t_{c,\,0} \cos\frac{\pi x}{l}. \qquad (12\text{-}2)$$

Cuando $x = -0{,}9$

$$t_c = 159 + 164 \cdot \cos(-1{,}122 \cdot 0{,}9) = 246{,}3°C.$$

De manera análoga determinamos t_c para valores de $x = -0{,}4$; 0; 0,4 y 0,9 m.

Los valores de las temperaturas en la superficie interna de la camisa y en el eje del elemento combustible en función de x se determinan por (12-2), sustituyendo respectivamente la magnitud $\lambda t_{c,\,0}$ por $\Delta t_{c1,\,0}$ y $\Delta t_{eje,\,0}$.

Cuando $x = -0{,}9$

$$t_{c1} = t_f + \Delta t_{c1,\,0} \cos\frac{\pi x}{l} = 159 + 169{,}9 \cos(-1{,}01) = 249{,}3°C;$$

$$t_{eje} = t_f + \Delta t_{eje,\,0} \cos\frac{\pi x}{l} = 159 + 213{,}5 \cos(-1{,}01) = 272{,}5°C.$$

De manera análoga determinamos t_{c1} y t_{eje} para otros valores de x.

Los resultados de los cálculos se exponen en la respuesta al problema. La variación de t_f, t_c, t_{c1} y t_{eje} a lo largo del canal se expone en la fig. 12-13.

12-26. Determinar la distribución de las temperaturas del agente de transmisión de calor y de la pared a lo largo del ele-

mento combustible examinado en el problema 12-25 si en calidad de agente se utiliza sodio.

La densidad volumétrica máxima de desprendimiento de calor en el uranio es $q_{vo} = 1{,}2 \cdot 10^8$ W/m³. El gasto de sodio es $G = 0{,}66$ kg/s y la temperatura de éste a la entrada en el canal es $t_{II} = 300$°C. Todas las demás condiciones permanecen iguales a las del problema 12-25.

Como resultado del cálculo determinar los valores de las mismas magnitudes que fueron calculadas en el problema 12-25.

Respuesta

Las coordenadas y los valores de las temperaturas máximas son:

$$x_{c,\,m} = 1{,}21 \text{ m}; \quad t_{c,\,m} = 389°\text{C};$$

$$x_{c1,\,m} = 0{,}955 \text{ m}; \quad t_{c1,\,m} = 394{,}1°\text{C};$$

$$x_{eje,\,m} = 0{,}289 \text{ m}; \quad t_{eje,\,m} = 482{,}5°\text{C}.$$

La distribución de las temperaturas a lo largo del canal se expone en la tabla siguiente:

x, m	−1,4	−0,9	−0,4	0	0,4	0,9	1,4
t_f, °C	300	306,7	325	344	363	381,3	388
t_c, °C	—	311,8	333,6	353,6	371,6	386	—
t_{c1}, °C	—	319,5	346,7	368,1	384,7	394	—
t_{eje}, °C	—	376,2	436,8	475	474,8	450,8	—

APÉNDICES

Tabla 1

Sistema Internacional de unidades (SI)

Magnitud	Unidad de medición	Símbolos
	Unidades fundamentales	
Longitud	metro	m
Masa	kilogramo	kg
Tiempo	segundo	s
Intensidad de la corriente eléctrica	amperio	A
Temperatura termodinámica de Kelvin	grado Kelvin	K *
Intensidad de la luz	candela	cd
	Algunas magnitudes derivadas	
Área	metro cuadrado	m^2
Volumen	metro cúbico	m^3
Velocidad	metro por segundo	m/s
Aceleración	metro por segundo al cuadrado	m/s^2
Densidad	kilogramo por metro cúbico	kg/m^3
Fuerza	newton	N; $(kg \cdot m/s^2)$
Presión	pascal	Pa; (N/m^2)
Viscosidad dinámica	pascal-segundo	Pa·s; $(N \cdot s/m^2)$
Viscosidad cinemática	metro cuadrado por segundo	m^2/s
Trabajo, energía, cantidad de calor	julio	J; $(N \cdot m)$
Potencia, flujo calorífico	vatio	W; (J/s)
Calor específico	julio por kilogramo·Kelvin	J/(kg·K) *
Calor de transición de fase, entalpía	julio por kilogramo	J/kg
Densidad del flujo calorífico	vatio por metro cuadrado	W/m^2
Coeficiente de conductibilidad térmica	vatio por metro·Kelvin	W/(m·K) *
Coeficiente de traspaso de calor, coeficiente de transmisión térmica	vatio por metro cuadrado·Kelvin	$W/(m^2 \cdot K)$ *
Coeficiente de emisión	vatio por metro cuadrado·Kelvin a la cuarta potencia	$W/(m^2 \cdot K^4)$

* Al igual que la temperatura termodinámica de Kelvin (K) se admite también la utilización de la temperatura práctica internacional de Celsio (°C).

Tabla 2

Relaciones entre las unidades de medición del sistema MKgfS y el sistema internacional de unidades (SI)

Energía	1 kcal = 4,187 kJ
Fuerza	1 kgf = 9,81 N
Peso específico	1 $kgf/m^3 = 9,81\ N/m^3$
Densidad	1 $kgf \cdot s^2/m^4 = 9,81\ kg/m^3$
Presión	1 $kgf/cm^2 = 0,981 \cdot 10^5$ Pa
Coeficiente de viscosidad dinámica	1 $kgf \cdot s/m^2 = 9,81$ Pa·s
Calor específico	1 kcal/(kgf·°C) = 4,187 kJ/(kg·°C)
Entalpía, calor de transición de fase	1 kcal/kgf = 4,187 kJ/kg
Flujo calorífico	1 kcal/h = 1,163 W
Densidad del flujo calorífico	1 $kcal/(m^2 \cdot h) = 1,163\ W/m^2$
Densidad volumétrica del flujo calorífico	1 $kcal/(m^3 \cdot h) = 1,163\ W/m^3$
Coeficiente de conductibilidad térmica	1 kcal/(m·h·°C) = 1,163 W/(m·°C)
Coeficiente de traspaso de calor	1 $kcal/(m^2 \cdot h \cdot °C) = 1,163\ W/(m^2 \cdot °C)$
Coeficiente de emisión	1 $kcal/(m^2 \cdot h \cdot K^4) = 1,163\ W/(m^2 \cdot K^4)$

Tabla 3

Densidad ρ, coeficiente de conductibilidad térmica λ y calor específico *c* de los materiales de aislamiento térmico y otros materiales [L. 24]

Material	ρ, kg/m³	*t* °, °C	λ, W/(m·°C)	*c*, kJ/(kg·°C)
Algodón	80	30	0,042	—
Algodón de vidrio	154–206	88	0,051-0,059	—
Asbesto suelto:				
3ª calidad	340	—	$0,087+0,24 \cdot 10^{-3}\ t$	0,816
6ª calidad	650	—	$0,11+0,19 \cdot 10^{-3}\ t$	0,816
Arena fina de río (seca)	1520	0-100	0,30-0,38	0,80
Arena fina de río (húmeda)	1650	20	1,13	2,09
Arcilla	2000-1600	20	0,9-0,7	0,84
Arcilla refractaria	1845	450	1,04	1,09
Asfalto	2120	0-30	0,60-0,74	1,67
Azúcar molido	1600	0	0,58	1,26
Azufre rómbico	—	21	0,28	0,762
Carbón de piedra:				
de gas	1420	20-100	3,6-4,0	—
ordinario duro	1200-1350	20	0,24-0,27	—
Carbón de leña en pedazos	190	80	0,074	—
Carbolita negra	1150	50	0,231	—
Cartón	—	20	0,14-0,35	1,51
Cartón de asbesto	900	—	$0,16-0,17 \cdot 10^{-3}\ t$	0,816
Cartón prensado (presspan)	—	20-50	0,26-0,22	—
Celuloide	1400	30	0,21	—
Coque en polvo	449	100	0,191	1,21
Creta	2000	50	0,9	0,88
Cuarzo cristalino:				
a través del eje	—	0	0,72	—
a lo largo del eje	—	0	1,94	—

Continuación de la tabla 3

Material	ρ, kg/m³	t *, °C	λ, W/(m·°C)	c, kJ/(kg·°C)
Cordón de asbesto	800	—	$0,13-0,15\cdot10^{-3}\,t$	0,816
Cuero	—	20	0,14-0,16	—
Ebonita	1200	20	0,157-0,17	—
Enlucido:				
de mortero de cal	1600	0	0,70	0,84
de cemento-arena	1800	0	1,2	0,84
Escoria:				
de caldera	1000	0	0,29	0,75
granulada de alto horno	500	0	0,15	0,75
Esquisto	—	94	1,49	—
Esquisto asbestino:				
con elevado contenido de asbesto	1800	20	0,17-0,35	—
con 10-50% de asbesto (seco)	1800	20	0,64-0,52	—
Fibra roja	1290	20-100	0,46-0,50	—
Fibrolita	360-440	80	0,073-0,128	—
Goma:				
ordinaria dura	1200	0-100	0,157-0,160	1,38
blanda	—	20	0,13-0,16	1,38
Grava	1840	20	0,36	—
Hielo	917	0	2,2	2,26
Hielo	928	—100	3,5	1,17
Hoja de aluminio con capas de aire de 10 mm de espesor	—	—	$0,0302+0,85\cdot10^{-4}\,t$	—
Hormigón con cascajo de piedra	2000	0	1,28	0,84
Idem seco	1600	0	0,84	—
Hormigón armado para empaquetadura	2200	0	1,55	0,84
Hormigón de escorias	1500	0	0,70	0,80
Incrustación de caldera:				
rica en yeso	2000-2700	100	0,7-2,3	—
rica en cal	1000-2500	100	0,15-2,3	—
rica en sílice	300-1200	100	0,08-0,23	—
Ladrillo:				
rojo moldeado a máquina	1800	0	0,77	0,88
rojo moldeado a mano	1700	0	0,70	0,88
de sílice	1900	0	0,81	0,84
Madera contrachapada encolada	600	0	0,15	2,51
Madera delta	—	35-70	0,21	—
Madera:				
de roble a través de las fibras	825	0-15	0,20-0,21	2,39
de roble a lo largo de las fibras	819	12-50	0,35-0,43	2,39
de pino a través de las fibras	546	0-50	0,14-0,16	2,72
de pino a lo largo de las fibras	—	20-25	0,35-0,72	2,72
Magnesia en forma de segmentos para el aislamiento de tubos	266	50-200	0,073-0,084	—

Continuación de la tabla 3

Material	ρ, kg/m³	t *, °C	λ, W/(m·°C)	c, kJ/(kg·°C)
Mampostería de ladrillo rojo:				
con mortero frío	1700	0	0,81	0,88
con mortero caliente	1600	0	0,67	0,84
Mampostería de ladrillo sílice:				
con mortero frío	1900	0	0,87	0,84
con mortero caliente	1700	0	0,76	0,80
Mampostería ordinaria con piedra de densidad media	2000	0	1,28	0,88
Mármol	2800	0	3,5	0,92
Micanita	—	20	0,21-0,41	—
Mica (a través de las capas)	2600-3200	20	0,49-0,58	—
Negro de lámpara	165	40	0,07-0,12	—
Nieve:				
recién caída	200	—	0,10	2,09
apisonada	400	—	0,46	2,09
Papel ordinario	—	20	0,14	1,51
Parafina	920	20	0,27	—
Porcelana	2400	95	1,04	1,09
Idem	2400	1055	1,96	1,09
Polvo de carbón de piedra	730	30-150	0,12-0,13	—
Plexiglas	—	20	0,184	—
Placas secas de corcho	148-198	80	0,042-0,053	1,76
Pedazos de corcho con dimensión 4—5 mm	85	60	0,044-0,058	1,76
Seda	100	0-93	0,043-0,06	—
Textolita	1300-1400	20	0,23-0,34	1,46-1,51
Tela barnizada (cambric)	—	38	0,157	—
Tela de lino	—	—	0,088	—
Vidrio:				
de espejo	2550	0-100	0,78-0,88	0,779
ordinario	2500	20	0,74	0,67
para termómetros	2590	20	0,96	—
pyrex	—	0	1,04	—
pyrex	—	400	1,55	—
de cuarzo	—	400	1,76	—
idem	—	800	2,40	—
idem	—	1200	3,05	—
Yeso (seco de moldeo)	1250	20	0,43	0,8-0,92

* Temperatura para la que se exponen las propiedades

Tabla 4

Densidad ρ, coeficiente de conductibilidad térmica λ, calor específico c y temperatura máxima de trabajo t para los principales artículos refractarios [L. 24]

Denominación de los artículos	$\rho \cdot 10^{-3}$ kg/m³	λ, W/(m·°C)	c, kJ/(kg·°C)	t, °C
Ladrillo de chamota	1,8-1,9	$0,84+0,0006\,t$	$0,88+0,00230\,t$	1350-1450
Chamota alveolada	0,95	$0,28+0,00023\,t$	—	1350
Chamota alveolada	0,60	$0,10+0,000145\,t$	—	—

Continuación de la tabla 4

Denominación de los artículos	$\rho \cdot 10^{-3}$ kg/m³	λ, W/(m·°C)	c, kJ/(kg·°C)	t, °C
Ladrillo:				
Dinas	0,9-1,95	0,9+0,0007 t	0,8+0,00025 t	1700
de magnesita	2,6-2,8	4,65-0,0017 t	1,05+0,0003 t	1650-1700
de cromo-magnesita	2,75-2,85	1,86-1,98 (0-600°C)	—	1700
de cromita	3,0-3,1	1,3+0,00041 t	0,8+0,0003 t	1650-1700
Artículos:				
de silimanita (mullita)	2,2-2,4	1,69+0,00023 t	0,8+0,00025 t	1650
de corundo (alundo)	2,3-2,6	2,09+0,0019 t	0,8+0,0004 t	1600-1700
de circonio	3,3	1,30+0,00064 t	0,54-0,00012 t	1750-1800
de carborundo	2,3-2,6	21-0,010 t	0,96+0,000146 t	1400-1500
de carbón	1,35-1,6	23+0,035 t	0,8	2000
de grafito	1,6	163-0,041 t	0,8	2000

Tabla 5

Densidad ρ, coeficiente de conductibilidad térmica de la estructura λ y temperatura límite t de aplicación de los principales materiales y artículos de aislamiento [L. 24]

Denominación del material o del artículo	ρ, kg/m³		λ, W/(m·°C)	t, °C
	en polvo	en construcción de mástique		
Materiales de aislamiento				
Algodón de escoria (calidad 0)	170-200	—	0,06+0,000145 t	750
Algodón mineral	180-250	—	0,046÷0,058 a 50°C	500
Asbesto velloso de 6ª calidad	800	—	0,130+0,00019 t	700
Asbozonolita	350	500-550	0,143+0,00019 t	700
Asbozurita	450	700	0,1622+0,000169 t	200-300
Asbomica	400-500	580-650	0,120+0,000148 t	600
Asbotermita	400-430	550-570	0,109+0,000145 t	500-550
Diatomita molida	400-500	—	0,091+0,00028 t	800
Ferrialjor (pasta ferrón)	—	400-550	0,07+0,08	650
Migajas de turba	200-350	—	0,06÷0,08	100
Newel	180-200	405-465	0,87+0,000064 t	325-370
Novoasbozurita	400-450	580-650	0,144+0,00014 t	250
Sovelita	230-250	440-520	0,0901+0,000087 t	400-450
Zonolita (vermiculita)	150-250	—	0,072+0,000262 t	900-1100
Artículos de aislamiento				
Artículos "novoisol"	—	400-500	0,073+0,00028 t	400
Bloques de hormigón celular	—	400-500	0,099-0,122 a 50°C	300
Cáscaras y segmentos de diatomita	—	500-600	0,113+0,00023 t	850

Continuación de la tabla 5

Denominación del material o del artículo	ρ, kg/m³		λ, W/(m·°C)	t, °C
	en polvo	en construcción de mástique		
Esteras de paja prensada "solomit"	—	260-360	0,10 a 0°C	100
Fieltro de construcción	—	300	0,05 a 0°C	90
Fieltro mineral	—	250-300	0,058-0,076 a 50°C	—
Ladrillo de diatomita	—	500-600	$0,113+0,00023\,t$	850
Ladrillo celular de diatomita	—	230-430	0,07-0,09 a 70°C	600-800
Placas de corcho	—	250	0,07 a 0°C	120
Placas de junco prensado	—	260-360	0,10 a 0°C	100
Placas "orguisol"	—	280-350	$0,078-0,00012\,t$	600
Placas de sovelita	—	400-450	$0,079-0,00019\,t$	450-500
Placas de turba	—	170-250	$0,046+0,00014\,t$	100-120
Placas de vermiculita	—	350-380	$0,081+0,00015\,t$	700-750
Placas volcánicas	—	400	$0,080+0,00021\,t$	550-600
Tapón de escoria y mineral	—	270-350	0,064-0,081 a 50°C	150
Vidrio alveolado (vidrio espumoso)	—	290-450	0,124-0,160 a 70°C	600-800

Tabla 6

Coeficiente de conductibilidad térmica de los aceros λ, W/(m·°C), en función de la temperatura [L.24 y 25]

Denominación y marca del acero	Temperatura, °C								
	100	200	300	400	500	600	700	800	900
Al carbono 15	54,4	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	—	—	—
Al carbono 30	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	29,3	—	—	—
Al cromo-molibdeno X10C2M [ЭИ107 (EI107)]	18,4	—	21,7	—	—	24,6	25,5	—	—
Al cromo-níquel-tungsteno 4X14HB2M [ЭИ69 (EI69)]	15,5	16,9	19,2	20,2	21,2	22 0	—	—	—
Al cromo-níquel 1X18H9T [ЭЯ1Т (EYaIT)] *	16,0	17,6	19,2	20,8	22,3	23,8	25,5	27,6	—
Al cromo-níquel X25H20C2 [ЭИ283 (EI283)]	14,6	—	—	—	21,6	23,5	25,1	27,1	28,8
Al cromo inoxidable:									
1X13 [$Ж_1$ (Zh_1)]	24,0	23,6	23,3	23,3	23,7	24,4	—	—	—
2X13 [$Ж_2$ (Zh_2)]	24,3	25,8	26,3	26,4	26,6	26,4	26,2	26,7	27,6
3X13 [$Ж_3$ (Zh_3)]	25,1	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	24,6	—	—
4X13 [$Ж_4$ (Zh_4)]	28,0	29,1	29,3	29,2	28,8	28,4	28,0	—	—
X17 [$Ж_{17}$ (Zh_{17})]	24,4	—	—	—	—	—	—	—	—
X28 [$Ж_{27}$ (Zh_{27})]	20,9	21,7	22,7	23,4	24,3	25,0	—	—	—

* Los valores de λ para las diferentes muestras de acero 1X18H9T varían en los límites de ±20%. Aquí se exponen los valores medios de λ.

Tabla 7

Coeficiente de conductibilidad térmica λ, W/(m·°C) de los metales y de las aleaciones en función de la temperatura [L.24]

Denominación del metal o de la aleación	Temperatura, °C							
	0	20	100	200	300	400	500	600
Acero suave	68	--	57	52	46	36	—	31
Aleaciones de aluminio:								
92% Al, 8% Mg	102	106	123	148	—	—	—	—
80% Al, 20% Si	158	160	169	174	—	—	—	—
Aluminio	202	—	206	229	272	319	371	422
Cobre (99,9%)	393	—	385	378	371	365	359	354
Duraluminio:								
94-96% Al								
3-5% Cu 0,5% Mg	159	165	181	194	—	—	—	—
Latón:								
90% Cu, 10% Zn	102	—	117	134	149	166	180	195
70% Cu, 30% Zn	106	—	109	110	114	116	120	121
67% Cu, 33% Zn	100	—	107	113	121	128	135	151
60% Cu, 40% Zn	106	—	120	137	152	169	186	200
Metal Monel:								
29% Cu, 67% Ni, 2 % Fe	—	22,1	24,4	27,6	30	34	—	—
Nicromo:								
90% Ni, 10% Cr	17,1	17,4	19,0	20,9	22,8	24,6	—	—
80% Ni, 20% Cr	12,2	13,6	13,8	15,6	17,2	19,0	—	22,6
Nicromo ferruginoso:								
61% Ni, 15% Cr								
20% Fe, 4% Mn	—	11,6	11,9	12,2	12,4	12,7	—	13,1
61% Ni, 16% Cr, 23% Fe	11,9	12,1	13,2	14,6	16,0	17,4	—	—
Plata alemana:								
62% Cu, 15% Ni, 22% Zn	—	25,0	31	40	45	49	—	—

Tabla 8

Coeficiente de conductibilidad térmica de las aleaciones [L.24]

Aleación	t, °C	λ, W/(M·°C)
Aleaciones a base de cobre:		
70% Cu, 30% Mg	20	13
90% Cu, 10% Ni	20-100	58-76
80% Cu, 20% Ni	20-100	34-41
40% Cu, 60% Ni	20-100	22-26
Aleaciones a base de magnesio:		
92% Mg, 8% Al	20-200	62-79
88% Mg, 10% Al, 2% Si	20-200	58-76
92% Mg, 8% Cu	20-200	126-132
Aleaciones a base de níquel:		
70% Ni, 28% Cu, 2% Fe	20	35
62% Ni, 12% Cu, 26% Fe	20	13,5

Continuación de la tabla 8

Aleación	t, °C	λ, W/(M·°C)
Bronce:		
90% Cu, 10% Sn	20	42
75% Cu, 25% Sn	20	26
88% Cu, 10% Sn, 2% Zn	20	48
Bronce de aluminio: 95% Cu, 5% Al	20	82
Bronce fosforoso:		
92,8% Cu, 5% Sn, 0,15% P, 2% Zn	20	79
91,7% Cu, 8% Sn, 0,3% P	20	45
87,2% Cu, 12,4% Sn, 0,4% P	20	36
Constantán:		
60% Cu, 40% Ni	20	22,7
60% Cu, 40% Ni	100	25,6
Electrón: 93% Mg, 4% Zn, 0,5% Cu	20	116
Invar: 35% Ni, 65% Fe	20	11,0
Manganina:		
84% Cu, 4% Ni, 12% Mn	20	21,3
84% Cu, 4% Ni, 12% Mn	100	26,4
Metal Rose: 50% Bi, 25% Pb, 25% Sn	20	16
Metal Wood: 48% Bi, 26% Pb, 13% Sn, 13% Cd	20	13
Niquel-plata	0	29,3
Idem	100	37
Platiniridio: 90% Pt, 10% Ir	0-100	30,9-31
Platinorodio: 90% Pt, 10% Rh	0-100	30-30,6

Tabla 9

Propiedades físicas del aire seco
($B = 760$ mm Hg $\approx 1{,}01 \cdot 10^5$ Pa) [L.13]

t, °C	ρ, kg/m³	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, W/(m·°C)	$a \cdot 10^6$, m²/s	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	Pr
—50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
—40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
—30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
—20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
—10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681

Continuación de la tabla 9

t, °C	ρ, kg/m³	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, W/(m·°C)	$a \cdot 10^6$, m²/s	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	Pr
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Tabla 10

Temperatura de ebullición del agua en función de la presión [L.2]

$p \cdot 10^{-5}$, Pa	t_s, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Pa	t_s, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Pa	t_s, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Pa	t_s, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Pa	t_s, °C
1	99,64	26	226,03	72	287,71	122	325,90	172	353,21
2	120,33	27	228,06	74	289,58	124	327,15	174	353,17
3	133,54	28	230,04	76	291,41	126	328,39	176	355,11
4	143,62	29	231,96	78	293,22	128	329,61	178	356,04
5	151,84	30	233,83	80	294,98	130	330,81	180	356,96
6	158,84	32	237,44	82	296,71	132	332,00	182	357,87
7	164,96	34	240,88	84	298,40	134	333,18	184	358,78
8	170,42	36	244,16	86	300,07	136	334,34	186	359,67
9	175,35	38	247,31	88	301,71	138	335,49	188	360,56
10	179,88	40	250,33	90	303,32	140	336,63	190	361,44
11	184,05	42	253,24	92	304,90	142	337,75	192	362,31
12	187,95	44	256,05	94	306,45	144	338,86	194	363,17
13	191,60	46	258,75	96	307,98	146	339,96	196	364,02
14	195,04	48	261,37	98	309,49	148	341,04	198	364,87
15	198,28	50	263,91	100	310,96	150	342,11	200	365,71
16	201,36	52	266,38	102	312,42	152	343,18	202	366,54
17	204,30	54	268,77	104	313,86	154	344,23	204	367,37
18	207,10	56	271,10	106	315,28	156	345,27	206	368,18
19	209,78	58	273,36	108	316,67	158	346,30	208	368,99
20	212,37	60	275,56	110	318,04	160	347,32	210	369,79
21	214,84	62	277,71	112	319,39	162	348,33	212	370,58
22	217,24	64	279,80	114	320,73	164	349,32	214	371,4
23	219,55	66	281,85	116	322,05	166	350,31	216	372,2
24	221,77	68	283,85	118	323,35	168	351,29	218	372,9
25	223,93	70	285,80	120	324,63	170	352,26	220	373,7
								Estado crítico	
								221,29	374,15

Tabla 11

Propiedades físicas del agua en la línea de saturación
[L.2 y 13]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Pa	ρ, kg/m³	i', kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, W/(m·°C)	$a \cdot 10^8$, m²/s	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	$\beta \cdot 10^4$, K⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, N/m	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	−0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	3,98
70	1,013	977,8	293	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10

170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,756	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,7	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0.126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0.126	264	4,709	6,79

Tabla 12

Propiedades físicas del vapor de agua en la línea de saturación [L.2 y 13]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Pa	ρ'', kg/m³	i'', kJ/kg	r, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, W/(m·°C)	$a \cdot 10^4$, m²/s	$\mu \cdot 10^5$, Pa·s	$\nu \cdot 10^4$, m²/s	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,30	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,12
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,10

Propiedades físicas del agua a presión $p = 240 \cdot 10^6$ Pa * [L.23]

t, °C	$v \cdot 10^3$, m³/kg	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^3$, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^7$, Pa·s	Pr
350	1,611	1630	7,16	471	750	1,14
351	1,620	1637	7,25	468	746	1,16
352	1,629	1645	7,34	465	741	1,17
353	1,639	1652	7,44	462	736	1,18
354	1,648	1660	7,55	459	731	1,19
355	1,658	1667	7,67	456	726	1,21
356	1,669	1675	7,79	453	721	1,24
357	1,680	1683	7,93	450	716	1,26
358	1,691	1691	8,07	447	711	1,28
359	1,703	1699	8,23	443	705	1,31
360	1,716	1707	8,42	440	700	1,34
361	1,729	1715	8,60	436	694	1,37
362	1,742	1724	8,81	433	688	1,40
363	1,757	1733	9,04	429	682	1,44
364	1,772	1743	9,30	425	676	1,48
365	1,788	1752	9,58	421	670	1,52
366	1,805	1762	9,91	416	663	1,58
367	1,824	1772	10,28	412	656	1,64
368	1,844	1782	10,71	407	649	1,71
369	1,865	1793	11,20	402	642	1,79
370	1,889	1805	11,79	396	634	1,89
371	1,915	1817	12,49	390	625	2,00
372	1,944	1830	13,33	383	616	2,14
373	1,976	1844	14,37	376	606	2,32
374	2,014	1859	15,72	367	596	2,55
375	2,057	1875	17,44	358	576	2,80
376	2,109	1894	19,84	346	564	3,23
377	2,174	1915	23,40	332	549	3,87
378	2,259	1942	29,26	314	532	4,96
379	2,389	1976	40,71	293	509	7,07
380	2,596	2028	68,38	269	468	11,90
381	3,068	2125	119,36	242	426	21,01
382	3,698	2234	86,59	219	383	15,14
383	4,134	2302	56,17	204	363	9,90
384	4,458	2349	41,57	194	351	7,52
385	4,718	2386	33,38	187	343	6,12
386	4,940	2416	28,17	181	338	5,26
387	5,136	2443	24,56	176	333	4,65
388	5,311	2466	21,89	172	329	4,19
389	5,471	2486	19,84	168	326	3,85
390	5,619	2505	18,21	165	324	3,58
391	5,758	2523	16,87	162	322	3,35
392	5,888	2539	15,76	160	320	3,15

Continuación de la tabla 13

t, °C	$v \cdot 10^3$, m³/kg	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^3$, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^7$, Pa·s	Pr
393	6,011	2554	14,81	157	318	3,00
394	6,128	2569	14,00	155	317	2,86
395	6,240	2582	13,29	153	316	2,74
396	6,347	2595	12,66	151	314	2,63
397	6,450	2608	12,11	149	313	2,54
398	6,550	2620	11,62	148	312	2,45
399	6,646	2631	11,17	146	312	2,39
400	6,738	2642	10,76	144	311	2,31
401	6,828	2653	10,40	143	310	2,26
402	6,916	2663	10,06	142	310	2,20
403	7,001	2673	9,75	140	309	2,15
404	7,084	2682	9,46	139	308	2,10
405	7,165	2692	9,20	138	308	2,06
406	7,244	2701	8,95	136	308	2,02
407	7,322	2710	8,72	135	307	1,98
408	7,397	2718	8,50	134	307	1,94
409	7,471	2727	8,30	133	306	1,91
410	7,544	2735	8,12	132	306	1,88
411	7,615	2743	7,94	131	306	1,85
412	7,685	2751	7,77	130	306	1,83
413	7,754	2758	7,61	129	306	1,80
414	7,821	2766	7,46	128	305	1,78
415	7,888	2773	7,32	127	305	1,73
416	7,953	2781	7,19	126	305	1,73
417	8,017	2787	7,06	126	305	1,72
418	8,081	2795	6,94	125	305	1,70
419	8,143	2802	6,82	124	305	1,68
420	8,205	2808	6,71	123	305	1,66
422	8,326	2821	6,50	122	304	1,63
424	8,443	2834	6,31	120	304	1,60
426	8,558	2847	6,14	119	304	1,58
428	8,670	2859	5,98	117	304	1,55
430	8,779	2871	5,83	116	304	1,53
432	8,886	2882	5,69	115	305	1,51
434	8,991	2893	5,56	113	305	1,49
436	9,094	2904	5,44	112	305	1,48
438	9,195	2915	5,32	111	305	1,47
440	9,294	2926	5,22	110	305	1,45
442	9,392	2936	5,12	109	306	1,43
444	9,488	2946	5,02	108	306	1,42
446	9,582	2956	4,93	108	306	1,40
448	9,675	2966	4,85	107	307	1,39
450	9,766	2976	4,77	106	307	1,37

Continuación de la tabla 13

t, °C	$v \cdot 10^3$, m³/kg	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^3$, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^7$, Pa·s	Pr
452	9,857	2985	4,70	106	307	1,36
454	9,946	2994	4,62	106	308	1,35
456	10,03	3004	4,56	105	308	1,34
458	10,12	3013	4,49	105	308	1,32
460	10,21	3022	4,43	104	309	1,31
465	10,41	3043	4,23	103	310	1,29
470	10,62	3064	4,16	103	311	1,26
475	10,82	3085	4,05	102	312	1,24
480	11,01	3105	3,95	102	314	1,22
485	11,20	3125	3,85	101	315	1,20
490	11,38	3144	3,77	101	316	1,18
495	11,56	3162	3,69	101	318	1,16
500	11,74	3181	3,62	101	319	1,15

* $p_{cr}=221{,}2 \cdot 10^5$ Pa; $t_{cr}=374{,}1$ °C. Cuando $p=240 \cdot 10^5$ Pa $t_m=380{,}7$ °C.

Tabla 14

Propiedades físicas del agua a presión $p=300 \cdot 10^5$ Pa * [L.23]

t, °C	$v \cdot 10^3$, m³/kg	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^3$, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^7$, Pa·s	Pr
350	1,554	1611	6,44	494	778	1,01
352	1,568	1624	6,54	489	770	1,03
354	1,582	1637	6,64	484	762	1,05
356	1,597	1651	6,76	478	754	1,06
358	1,612	1664	6,88	473	746	1,08
360	1,629	1679	7,02	467	737	1,11
362	1,646	1693	7,17	462	729	1,13
364	1,665	1707	7,34	456	720	1,16
366	1,684	1722	7,53	450	711	1,19
368	1,705	1737	7,75	444	701	1,22
370	1,727	1753	7,99	437	692	1,26
372	1,751	1769	8,26	430	682	1,31
374	1,777	1786	8,59	423	671	1,36
376	1,806	1804	8,95	415	654	1,41
378	1,837	1822	9,39	407	643	1,48
380	1,872	1841	9,90	398	632	1,57
381	1,891	1851	10,19	393	626	1,62
382	1,911	1862	10,51	388	620	1,68
383	1,932	1872	10,86	383	614	1,74
384	1,955	1884	11,25	378	608	1,81

t, °C	$v \cdot 10^3$, m^3/kg	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^7$, Pa·s	Pr
385	1,980	1895	11,67	372	601	1,89
386	2,006	1907	12,14	366	594	1,97
387	2,034	1919	12,66	359	587	2,07
388	2,065	1932	13,23	352	580	2,18
389	2,098	1946	13,87	345	572	2,30
390	2,135	1960	14,59	338	563	2,43
391	2,175	1975	15,40	330	555	2,59
392	2,219	1991	16,30	322	546	2,76
393	2,268	2008	17,32	315	536	2,95
394	2,322	2026	18,46	307	526	3,17
395	2,383	2045	19,68	299	516	3,40
396	2,450	2065	20,90	291	505	3,62
397	2,526	2086	22,24	284	494	3,88
398	2,610	2109	23,55	276	483	4,12
399	2,703	2133	24,79	269	471	4,34
400	2,804	2159	25,71	262	460	4,52
401	2,914	2185	26,48	255	448	4,66
402	3,031	2212	26,69	248	438	4,70
403	3,152	2238	26,43	242	428	4,67
404	3,276	2264	25,79	236	418	4,58
405	3,400	2290	24,89	230	410	4,43
406	3,523	2314	23,84	225	403	4,29
407	3,644	2337	22,74	220	396	4,10
408	3,762	2360	21,63	215	390	3,92
409	3,876	2381	20,56	211	385	3,76
410	3,986	2401	19,54	206	380	3,60
411	4,094	2420	18,58	202	376	3,45
412	4,198	2438	17,70	199	372	3,31
413	4,298	2455	16,88	196	368	3,18
414	4,395	2472	16,12	192	365	3,06
415	4,489	2487	15,43	190	363	2,95
416	4,580	2503	14,79	187	360	2,85
417	4,669	2517	14,20	184	358	2,76
418	4,755	2531	13,66	182	356	2,67
419	4,838	2544	13,10	179	354	2,60
420	4,920	2557	12,69	177	352	2,52
422	5,076	2582	11,86	173	349	2,39
424	5,225	2605	11,15	169	346	2,28
426	5,367	2626	10,52	166	344	2,18
428	5,503	2647	9,98	163	342	2,10
430	5,634	2666	9,49	160	340	2,02
432	5,759	2685	9,06	157	338	1,95
434	5,880	2703	8,67	154	337	1,89
436	5,998	2720	8,33	152	336	1,84

Continuación de la tabla 14

t, °C	$v \cdot 10^3$, m³/kg	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^3$, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	Pr
438	6,111	2736	8,01	150	335	1,79
440	6,222	2752	7,73	148	334	1,75
442	6,329	2767	7,47	146	333	1,71
444	6,433	2782	7,23	144	333	1,67
446	6,535	2796	7,01	142	332	1,64
448	6,634	2810	6,81	140	332	1,61
450	6,731	2823	6,62	139	331	1,58
452	6,826	2836	6,45	137	331	1,56
454	6,918	2849	6,29	136	331	1,53
456	7,009	2861	6,14	134	330	1,51
458	7,098	2874	6,00	133	330	1,49
460	7,185	2885	5,87	131	330	1,48
462	7,271	2897	5,74	130	330	1,46
464	7,355	2908	5,63	129	330	1,44
466	7,438	2920	5,52	127	330	1,43
468	7,520	2930	5,42	126	330	1,42
470	7,600	2941	5,32	125	330	1,40
475	7,795	2967	5,10	122	330	1,38
480	7,983	2992	4,90	121	331	1,34
485	8,165	3016	4,73	119	331	1,32
490	8,342	3040	4,58	118	332	1,29
495	8,514	3062	4,44	117	333	1,26
500	8,681	3084	4,32	116	334	1,24

* $p_{cr} = 221{,}2 \cdot 10^5$ Pa; $t_{cr} = 374{,}1$ °C. Cuando $p = 300 \cdot 10^5$ Pa $t_m = 401{,}6$ °C.

Tabla 15

Propiedades físicas del bióxido carbónico a presión $p = 100 \cdot 10^5$ Pa *

T, K	ρ, kg/m³	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^3$, W/(m·°C)	$a \cdot 10^6$, m²/s	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\beta \cdot 10^4$, K⁻¹	Pr
275	964,6	502,0	2,20	11,9	5,59	11,1	52,9	2,06
280	938,1	513,1	2,28	11,3	5,31	10,3	58,4	2,07
285	909,6	524,8	2,38	10,8	5,01	9,52	65,6	2,09
290	878,2	537,0	2,51	10,3	4,67	8,76	75,4	2,14
295	843,0	550,0	2,70	9,77	4,30	8,00	89,4	2,21
300	802,1	564,1	2,99	9,23	3,85	7,23	111	2,34
301	793,0	567,1	3,06	9,11	3,75	7,07	117	2,38
302	783,6	570,2	3,15	9,00	3,65	6,91	123	2,42
303	773,7	573,4	3,24	8,88	3,55	6,75	131	2,46
304	763,3	576,7	3,35	8,76	3,43	6,58	139	2,51

T, K	ρ, kg/m³	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, W/(m·°C)	$a \cdot 10^6$, m²/s	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\beta \cdot 10^3$, K^{-1}	Pr
305	752,4	580,1	3,47	8,64	3,31	6,41	149	2,57
306	740,9	583,7	3,61	8,52	3,19	6,24	160	2,64
307	728,7	587,3	3,76	8,39	3,06	6,06	173	2,72
308	715,7	591,2	3,95	8,26	2,92	5,88	188	2,81
309	701,8	595,3	4,18	8,12	2,77	5,69	206	2,92
310	686,7	599,5	4,23	7,97	2,62	5,50	228	3,05
311	670,4	604,1	4,74	7,81	2,46	5,29	254	3,21
312	652,5	609,0	5,11	7,65	2,29	5,08	286	3,39
313	632,9	614,4	5,55	7,47	2,12	4,86	326	3,61
314	611,2	620,2	6,08	7,27	1,96	4,63	373	3,87
315	587,2	626,6	6,68	7,05	1,80	4,38	428	4,15
316	561,0	633,5	7,28	6,81	1,67	4,13	487	4,42
317	532,9	641,1	7,79	6,54	1,58	3,89	538	4,63
318	504,0	649,0	8,05	6,26	1,54	3,65	571	4,69
319	475,9	657,1	7,98	5,98	1,57	3,44	575	4,57
320	449,7	664,9	7,63	5,71	1,66	3,25	553	4,35
321	426,2	672,2	7,10	5,46	1,80	3,10	516	4,03
322	405,7	679,1	6,52	5,24	1,98	2,97	472	3,70
323	387,9	685,3	5,96	5,04	2,18	2,87	429	3,39
324	372,3	691,0	5,46	4,87	2,40	2,78	389	3,12
325	358,8	696,2	5,01	4,72	2,62	2,71	354	2,88
326	346,8	701,1	4,63	4,59	2,86	2,66	324	2,68
327	336,3	705,5	4,30	4,47	3,09	2,61	297	2,51
328	326,8	709,7	4,02	4,37	3,33	2,56	275	2,36
329	318,3	713,6	3,77	4,28	3,56	2,53	255	2,23
330	310,5	717,2	3,56	4,19	3,80	2,50	238	2,12
331	303,4	720,7	3,37	4,12	4,03	2,47	223	2,02
332	296,9	724,0	3,21	4,05	4,25	2,44	210	1,94
333	290,9	727,1	3,07	3,99	4,47	2,42	198	1,86
334	285,4	730,1	2,94	3,94	4,70	2,40	188	1,79
335	280,2	733,0	2,82	3,88	4,91	2,39	179	1,73
336	275,4	735,8	2,72	3,84	5,12	2,37	170	1,68
337	270,8	738,4	2,63	3,79	5,33	2,36	163	1,63
338	266,5	741,0	2,54	3,75	5,54	2,34	156	1,59
339	262,5	743,5	2,47	3,71	5,74	2,33	150	1,55
340	258,7	746,0	2,40	3,68	5,94	2,32	144	1,51
341	255,1	748,3	2,33	3,65	6,13	2,31	139	1,48
342	251,6	750,6	2,27	3,62	6,33	2,30	134	1,45
343	248,3	752,9	2,22	3,59	6,51	2,30	128	1,42
344	245,2	755,1	2,17	3,56	6,70	2,29	125	1,39
345	242,2	757,2	2,12	3,54	6,90	2,28	121	1,37
346	239,3	759,3	2,08	3,51	7,07	2,28	118	1,35
347	236,6	761,4	2,04	3,49	7,25	2,27	114	1,33

Continuación de la tabla 15

T, K	ρ, kg/m³	i, kJ/kg	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, W/(m·°C)	$a \cdot 10^6$, m²/s	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\beta \cdot 10^4$, K⁻¹	Pr
348	233,9	763,4	2,00	3,47	7,43	2,27	111	1,31
349	231,4	765,3	1,96	3,45	7,60	2,26	108	1,29
350	228,9	767,3	1,93	3,43	7,77	2,26	105	1,27
352	224,3	771,1	1,87	3,40	8,11	2,25	100	1,24
354	219,9	774,8	1,82	3,37	8,44	2,25	95,5	1,21
356	215,9	778,4	1,77	3,35	8,76	2,24	91,3	1,19
358	212,0	781,9	1,73	3,32	9,08	2,24	87,6	1,16
360	208,4	785,3	1,69	3,30	9,39	2,24	84,2	1,14
370	193,0	801,4	1,54	3,23	10,9	2,24	71,0	1,07
380	180,6	816,2	1,44	3,20	12,3	2,25	61,8	1,02
390	170,4	830,3	1,38	3,19	13,6	2,27	55,0	0,979
400	161,7	843,8	1,33	3,20	14,9	2,29	49,7	0,950
450	131,7	906,6	1,21	3,39	21,3	2,44	34,6	0,871
500	113,1	965,8	1,17	3,69	27,9	2,62	27,2	0,830
550	99,9	1024	1,16	4,04	34,5	2,80	22,7	0,803
600	89,9	1082	1,16	4,40	42,2	2,97	19,6	0,784
650	82,0	1140	1,17	4,77	49,8	3,15	17,4	0,770
700	75,5	1199	1,18	5,14	57,8	3,31	15,7	0,760
750	70,0	1258	1,19	5,51	66,0	3,47	14,3	0,752
800	65,4	1318	1,21	5,87	74,5	3,63	13,2	0,746

* $p_{cr} = 73{,}9 \cdot 10^5$ Pa; $T_{cr} = 304$ K. Cuando $p = 100 \cdot 10^5$ Pa; $T_m \approx 318$ K.

Tabla 16

Propiedades físicas de los gases de combustión
($B = 760$ mmHg $\approx 1{,}01 \cdot 10^5$ Pa; $\overline{p}_{CO_2} = 0{,}13$; $\overline{p}_{H_2O} = 0{,}11$; $\overline{p}_{N_2} = 0{,}76$)
[L.13]

t, °C	ρ, kg/m³	c_p, kJ/(kg·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, W/(m·°C)	$a \cdot 10^6$, m²/s	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Tabla 17

Propiedades físicas del aceite para transformadores en función de la temperatura [L.27]

t, °C	ρ, kg/m³	c_p, kJ/(kg·°C)	λ, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	$a \cdot 10^8$, m²/s	$\beta \cdot 10^4$, K⁻¹	Pr
0,0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	8,14	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	335,5	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	7,56	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1098	128,5	14,7	7,28	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	89,4	10,3	7,03	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	6,80	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	49,5	5,78	6,58	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	38,6	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	6,17	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	3,03	6,00	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	5,83	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	18,1	2,20	5,67	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	5,50	7,40	34,9

Tabla 18

Propiedades físicas del aceite MC-20 en función de la temperatura [L.24]

t, °C	ρ, kg/m³	c_p, kJ/(kg·°C)	λ, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	$a \cdot 10^8$, m²/s	$\beta \cdot 10^4$, K⁻¹	Pr
−10	990,3	1,951	0,136	—	—	7,75	6,24	—
0	903,6	1,980	0,135	—	—	7,58	6,24	—
+10	897,9	2,010	0,135	—	—	7,44	6,31	—
20	892,3	2,043	0,134	10 026	1125	7,30	6,35	15 400
30	886,6	2,072	0,132	4 670	526	7,19	6,38	7 310
40	881,0	2,106	0,131	2 433	276	7,08	6,42	3 890
50	875,3	2,135	0,130	1 334	153	7,00	6,46	2 180
60	869,6	2,165	0,129	798,5	91,9	6,86	6,51	1 340
70	864,0	2,198	0,128	498,3	58,4	6,75	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,5	39,2	6,67	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,56	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	171,7	20,3	6,44	6,69	315
110	841,3	2,320	0,124	132,4	15,7	6,36	6,73	247
120	835,5	2,353	0,123	101,0	12,1	6,25	6,77	193
130	830,0	2,382	0,122	79,76	9,61	6,17	6,82	156
140	824,4	2,420	0,121	61,80	7,50	6,08	6,87	123
150	818,7	2,445	0,120	53,17	6,50	6,00	6,92	108

Tabla 19

Propiedades físicas del aceite MK en función de la temperatura [L.24]

t, °C	ρ, kg/m³	c_p, kJ/(kg·°C)	λ, W/(m·°C)	$\mu \cdot 10^6$, Pa·s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	$a \cdot 10^8$, m²/s	$\beta \cdot 10^4$, K⁻¹	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35 414	3883	9,94	8,56	39 000
20	903,0	1,712	0,1485	18 560	1514	9,58	8,64	15 800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	9,28	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,97	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,69	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

Tabla 20

Propiedades físicas del mercurio y otros metales fundidos [L.9]

Denominación de los metales	t, °C	ρ, kg/m³	λ, W/(m·°C)	c_p, kJ/(kg·°C)	$a \cdot 10^6$, m²/s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	$\mathrm{Pr} \cdot 10^3$
Mercurio Hg	20	13 550	7,90	0,1390	4,36	11,4	2,72
$t_f = -38,9$ °C; $t_e = 357$ °C;	100	13 350	8,95	0,1373	4,89	9,4	1,92
$r_f = 11,72$ kJ/kg;	150	13 230	9,65	0,1373	5,30	8,6	1,62
$r_{ev} = 291,8$ kJ/kg	200	13 120	10,3	0,1373	5,72	8,0	1,40
	300	12 880	11,7	0,1373	6,64	7,1	1,07
Estaño Sn	250	6980	34,1	0,255	19,2	27,0	1,41
$t_f = 231,9$ °C; $t_e = 2270$ °C;	300	6940	33,7	0,255	19,0	24,0	1,26
$r_f = 58,2$ kJ/kg;	400	6865	33,1	0,255	18,9	20,0	1,06
$r_{ev} = 3015$ kJ/kg	500	6790	32,6	0,255	18,8	17,3	0,92
Bismuto Bi	300	10 030	13,0	0,151	8,61	17,1	1,98
$t_f = 271$ °C; $t_e = 1477$ °C;	400	9910	14,4	0,151	9,72	14,2	1,46
$r_f = 50,2$ kJ/kg;	500	9785	15,8	0,151	10,8	12,2	1,13
$r_{ev} = 855,4$ kJ/kg	600	9660	17,2	0,151	11,9	10,8	0,91
Litio Li	200	515	37,2	4,187	17,2	111,0	6,43
$t_f = 179$ °C; $t_e = 1317$ °C;	300	505	39,0	4,187	18,3	92,7	5,03
$r_f = 661,5$ kJ/kg;	400	495	41,9	4,187	20,3	81,7	4,04
$r_{ev} = 19\,595$ kJ/kg	500	484	45,3	4,187	22,3	73,4	3,28

Continuación de la tabla 20

Denominación de los metales	t, °C	ρ kg/m³	λ, W/(m·°C)	c_p, kJ/(kg·°C)	$a \cdot 10^6$, m²/s	$\nu \cdot 10^6$, m²/s	$Pr \cdot 10^2$
Aleación 56,5% Bi+43,5% Pb t_f = 123,5 °C; t_e = 1670 °C	150	10 550	9,8	0,146	6,39	28,9	4,50
	200	10 490	10,3	0,146	6,67	24,3	3,64
	300	10 360	11,4	0,146	7,50	18,7	2,50
	400	10 240	12,6	0,146	8,33	15,7	1,87
	500	10 120	14,0	0,146	9,44	13,6	1,44
Aleación 25% Na+75% K t_f = −11 °C; t_e = 784 °C	100	852	23,2	1,143	23,9	60,7	2,51
	200	828	24,5	1,072	27,6	45,2	1,64
	300	808	25,8	1,038	31,0	36,6	1,18
	400	778	27,1	1,005	34,7	30,8	0,89
	500	753	28,4	0,967	39,0	26,7	0,69
	600	729	29,6	0,934	43,6	23,7	0,54
	700	704	30,9	0,900	48,8	21,4	0,44
Sodio Na t_f = 97,8 °C; t_e = 883 °C; r_f = 113,26 kJ/kg; r_{ev} = 4208 kJ/kg	150	916	84,9	1,356	68,3	59,4	0,87
	200	903	81,4	1,327	67,8	50,6	0,75
	300	878	70,9	1,281	63,0	39,4	0,63
	400	854	63,9	1,273	58,2	33,0	0,56
	500	829	57,0	1,273	54,2	28,9	0,53

Tabla 21

Grado de negrura de radiación total para diferentes materiales [L.24]

Material y carácter de la superficie	t, °C	ε
Metales		
Acero:		
en chapa pulido	940-1100	0,52-0,61
oxidado a 600 °C	200-600	0,79
oxidado, rugoso	40-370	0,94-0,97
Aluminio:		
pulido	225-575	0,039-0,057
rugoso	26	0,055
oxidado a 600 °C	200-600	0,11-0,19
Cobre:		
electrolítico, pulido minuciosamente	80	0,018
pulido	115	0,023
calentado durante mucho tiempo, cubierto de una capa gruesa de óxido	25	0,78
oxidado al calentarlo hasta 600 °C	200-600	0,57-0,55
Cromo	38-538	0,08-0,26
Filamento de tungsteno	3300	0,39

Continuación de la tabla 21

Material y carácter de la superficie	t, °C	ε
Fundición:		
pulida	200	0,21
torneada	830-990	0,60-0,70
oxidada a 600 °C	200-600	0,64-0,78
rugosa, muy oxidado	40-250	0,96
Fundición de acero pulida	770-1040	0,52-0,56
Hierro:		
electrolítico, pulido minuciosamente	175-225	0,052-0,064
soldable, pulido minuciosamente	40-250	0,28
pulido	425-1020	0 14-0,377
recién tratado con esmeril	20	0,242
fundido no tratado	925-1115	0,87-0,95
Latón:		
pulido minuciosamente, de composición (en masa) 73,2% Cu, 26,7% Zn	245-355	0,028-0,031
laminado con superficie natural	22	0,06
opaco	50-350	0,22
oxidado al calentarlo hasta 600 °C	200-600	0,61-0,59
Oro pulido minuciosamente	225-625	0,018-0,035
Platino puro pulido	225-625	0,054-0,105
De platino:		
cinta	925-1115	0,12-0,17
filamento	25-1230	0,036-0,192
alambre	225-1375	0,073-0,182
Tungsteno	230-2230	0,053-0,31
Materiales refractarios, de construcción, de aislamiento térmico y otros		
Cartón de amianto	24	0,96
Enlucido rugoso de mortero de cal	10-90	0,91
Materiales refractarios:		
de radiación débil	500-1000	0,65-0,75
de radiación fuerte	500-1000	0,80-0,90
Ladrillo de chamota esmaltado	1100	0,75
Ladrillo dinas rugoso:		
no esmaltado	1000	0,8
esmaltado	1100	0,85
Ladrillo rojo rugoso	20	0,93
Porcelana esmaltada	22	0,92
Negro de lámpara, capa de 0,075 mm y más	40-370	0,95

Tabla 22

Funciones de Bessel de primera especie y órdenes nulo y primero $J_0(x)$ y $J_1(x)$

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	0,5	0,9385	0,2423
0,1	0,9975	0,0499	0,6	0,9120	0,2867
0,2	0,9900	0,0995	0,7	0,8812	0,3290
0,3	0,9776	0,1483	0,8	0,8463	0,3688
0,4	0,9604	0,1960	0,9	0,8075	0,4059

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
1,0	0,7652	0,4400	5,5	−0,0068	−0,3414
1,1	0,7196	0,4709	5,6	0,0270	−0,3343
1,2	0,6711	0,4983	5,7	0,0599	−0,3241
1,3	0,6201	0,5220	5,8	0,0917	−0,3110
1,4	0,5669	0,5419	5,9	0,1220	−0,2951
1,5	0,5118	0,5579	6,0	0,1506	−0,2767
1,6	0,4554	0,5699	6,1	0,1773	−0,2559
1,7	0,3980	0,5778	6,2	0,2017	−0,2329
1,8	0,3400	0,5815	6,3	0,2238	−0,2081
1,9	0,2818	0,5812	6,4	0,2433	−0,1816
2,0	0,2239	0,5767	6,5	0,2601	−0,1538
2,1	0,1666	0,5683	6,6	0,2740	−0,1250
2,2	0,1104	0,5560	6,7	0,2851	−0,0953
2,3	0,0555	0,5399	6,8	0,2931	−0,0652
2,4	0,0025	0,5202	6,9	0,2981	−0,0349
2,5	−0,0484	0,4871	7,0	0,3001	−0,0047
2,6	−0,0968	0,4708	7,1	0,2991	0,0252
2,7	−0,1424	0,4416	7,2	0,2951	0,0543
2,8	−0,1850	0,4097	7,3	0,2882	0,0826
2,9	−0,2243	0,3754	7,4	0,2786	0,1096
3,0	−0,2600	0,3391	7,5	0,2663	0,1352
3,1	−0,2921	0,3009	7,6	0,2516	0,1592
3,2	−0,3202	0,2613	7,7	0,2346	0,1813
3,3	−0,3443	0,2207	7,8	0,2154	0,2014
3,4	−0,3643	0,1792	7,9	0,1944	0,2192
3,5	−0,3801	0,1374	8,0	0,1716	0,2346
3,6	−0,3918	0,0955	8,1	0,1475	0,2476
3,7	−0,3992	0,0538	8,2	0,1222	0,2580
3,8	−0,4026	0,0128	8,3	0,0960	0,2657
3,9	−0,4018	−0,0272	8,4	0,0692	0,2708
4,0	−0,3971	−0,0660	8,5	0,0419	0,2731
4,1	−0,3887	−0,1033	8,6	0,0146	0,2728
4,2	−0,3766	−0,1386	8,7	−0,0125	0,2697
4,3	−0,3610	−0,1719	8,8	−0,0392	0,2641
4,4	−0,3423	−0,2028	8,9	−0,0652	0,2559
4,5	−0,3205	−0,2311	9,0	−0,0903	0,2453
4,6	−0,2961	−0,2566	9,1	−0,1142	0,2324
4,7	−0,2693	−0,2791	9,2	−0,1368	0,2174
4,8	−0,2404	−0,2985	9,3	−0,1577	0,2004
4,9	−0,2097	−0,3147	9,4	−0,1768	0,1816
5,0	−0,1776	−0,3276	9,5	−0,1939	0,1613
5,1	−0,1443	−0,3371	9,6	−0,2090	0,1395
5,2	−0,1103	−0,3432	9,7	−0,2218	0,1116
5,3	−0,0758	−0,3460	9,8	−0,2323	0,0928
5,4	−0,0412	−0,3453	9,9	−0,2403	0,0684

Continuación de la tabla 22

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
10,0	—0,2459	0,0435	12,5	0,1469	—0,1655
10,1	—0,2490	0,0184	12,6	0,1626	—0,1437
10,2	—0,2496	—0,0066	12,7	0,1766	—0,1307
10,3	—0,2477	—0,0313	12,8	0,1887	—0,1114
10,4	—0,2434	—0,0555	12,9	0,1988	—0,0912
10,5	—0,2366	—0,0788	13,0	0,2069	—0,0703
10,6	—0,2276	—0,1012	13,1	0,2129	—0,0488
10,7	—0,2164	—0,1224	13,2	0 2167	—0,0271
10,8	—0,2032	—0,1422	13,3	0,2183	—0,0052
10,9	—0,1881	—0,1604	13,4	0,2177	0,0166
11,0	—0,1712	—0,1768	13,5	0,2150	0,0380
11,1	—0,1528	—0,1913	13,6	0,2101	0,0590
11,2	—0,1330	—0,2038	13,7	0,2032	0,0791
11,3	—0,1121	—0,2143	13,8	0,1943	0,0984
11,4	—0,0902	—0,2224	13,9	0,1836	0,1165
11,5	—0,0677	—0,2284	14,0	0,1711	0,1334
11,6	—0,0446	—0,2320	14,1	0,1570	0,1488
11,7	—0,0213	—0,2333	14,2	0,1414	0,1626
11,8	0,0020	—0,2323	14,3	0,1245	0,1747
11,9	0,0250	—0,2290	14,4	0,1065	0,1850
12,0	0,0477	—0,2234	14,5	0,0875	0,1934
12,1	0,0696	—0,2158	14,6	0,0679	0,1989
12,2	0,0908	—0,2060	14,7	0,0476	0,2043
12,3	0,1108	—0,1943	14,8	0,0271	0,2066
12,4	0,1296	—0,1807	14,9	0,0064	0,2060
			15,0	—0,0142	0,2051

Tabla 23

Funciones modificadas de Bessel de primera especie y órdenes nulo y primero $I_0(x)$ y $I_1(x)$

x	$I_0(x)$	$I_1(x)$	x	$I_0(x)$	$I_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	1,0	1,2661	0,5652
0,1	1,0025	0,0501	1,1	1,3262	0,6375
0,2	1,0100	0,1005	1,2	1,3937	0,7174
0,3	1,0226	0,1517	1,3	1,4693	0,7973
0,4	1,0404	0,2040	1,4	1,5534	0,8861
0,5	1,0635	0,2579	1,5	1,6467	0,9817
0,6	1,0920	0,3137	1,6	1,7500	1,0848
0,7	1,1263	0,3719	1,7	1,8640	1,1963
0,8	1,1665	0,4329	1,8	1,9896	1,3172
0,9	1,2130	0,4971	1,9	2,1277	1,4482

Continuación de la tabla 23

x	$I_0(x)$	$I_1(x)$	x	$I_0(x)$	$I_1(x)$
2,0	2,280	1,591	4,0	11,30	9,76
2,1	2,446	1,746	4,1	12,32	10,69
2,2	2,629	1,914	4,2	13,44	11,71
2,3	2,830	2,098	4,3	14,67	12,82
2,4	3,049	2,298	4,4	16,01	14,05
2,5	3,290	2,517	4,5	17,48	15,39
2,6	3,553	2,755	4,6	19,09	16,86
2,7	3,842	3,016	4,7	20,86	18,48
2,8	4,157	3,301	4,8	22,79	20,25
2,9	4,503	3,613	4,9	24,91	22,20
3,0	4,881	3,953	5,0	27,24	24,34
3,1	5,294	4,316	5,1	29,79	26,68
3,2	5,747	4,734	5,2	32,58	29,25
3,3	6,243	5,181	5,3	35,65	32,08
3,4	6,785	5,670	5,4	39,01	35,18
3,5	7,378	6,206	5,5	42,70	38,59
3,6	8,028	6,793	5,6	46,74	42,33
3,7	8,739	7,436	5,7	51,17	46,44
3,8	9,517	8,140	5,8	56,04	50,95
3,9	10,369	8,913	5,9	61,38	55,90

Tabla 24

Funciones modificadas de Bessel de segunda especie y órdenes nulo y primero $K_0(x)$ y $K_1(x)$

x	$K_0(x)$	$K_1(x)$	x	$K_0(x)$	$K_1(x)$
0,0	∞	∞	2,2	0,089	0,108
0,1	2,447	9,854	2,3	0,078	0,0942
0,2	1,753	4,776	2,4	0,071	0,0832
0,3	1,373	3,056	2,5	0,062	0,0739
0,4	1,115	2,184	2,6	0,055	0,0660
0,5	0,924	1,656	2,7	0,049	0,0581
0,6	0,775	1,303	2,8	0,044	0,0503
0,7	0,661	1,050	2,9	0,039	0,0456
0,8	0,565	0,862	3,0	0,0347	0,0402
0,9	0,487	0,717	3,1	0,0314	0,0361
1,0	0,421	0,602	3,2	0,0283	0,0314
1,1	0,366	0,509	3,3	0,0251	0,0283
1,2	0,318	0,435	3,4	0,0220	0,0251
1,3	0,278	0,372	3,5	0,0196	0,0222
1,4	0,244	0,320	3,6	0,0173	0,0204
1,5	0,214	0,278	3,7	0,0157	0,0173
1,6	0,188	0,241	3,8	0,0141	0,0157
1,7	0,165	0,209	3,9	0,0126	0,0141
1,8	0,146	0,183	4,0	0,0112	0,0125
1,9	0,129	0,160	4,5	0,0064	0,00708
2,0	0,114	0,140	5,0	0,0037	0,00404
2,1	0,100	0,122			

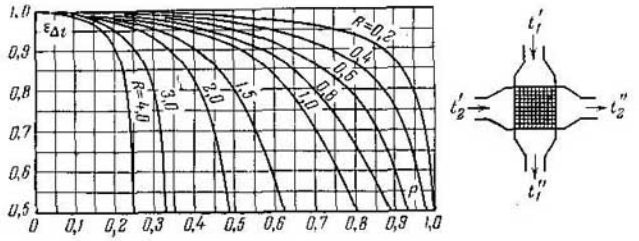

Fig. A-1.

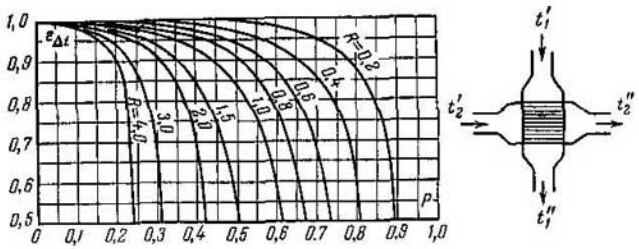

Fig. A-2.

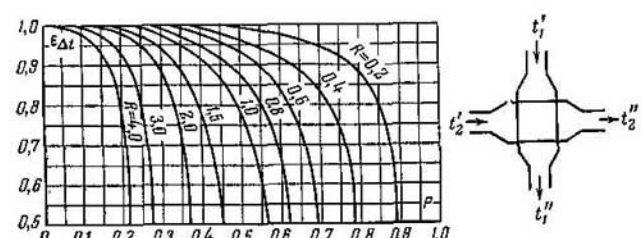

Fig. A-3.

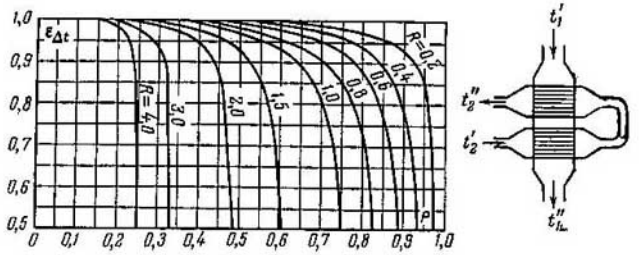

Fig. A-4.

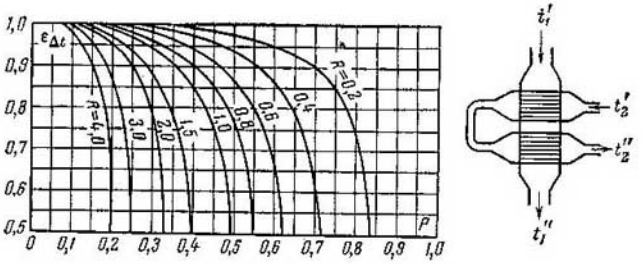

Fig. A-5.

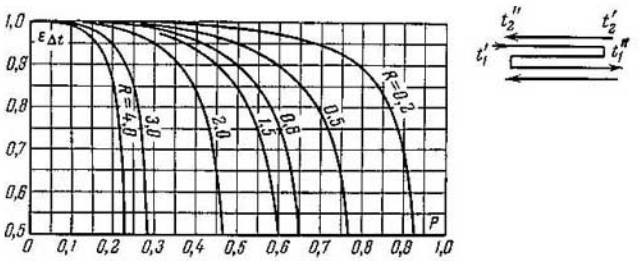

Fig. A-6.

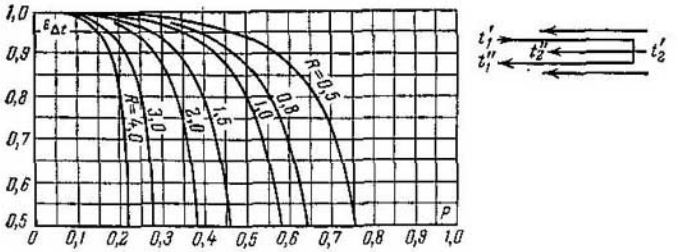

Fig. A-7.

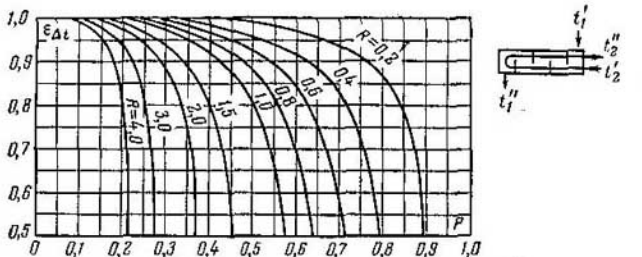

Fig. A-8.

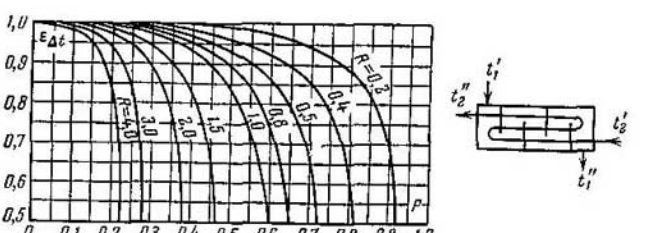

Fig. A-9.

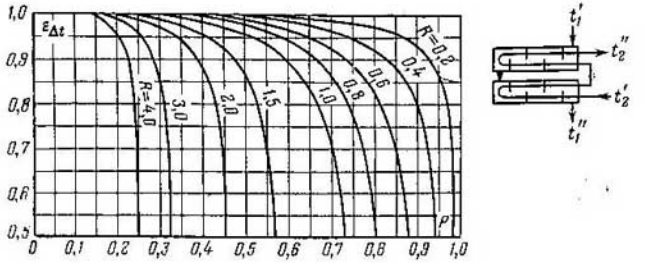

Fig. A-10.

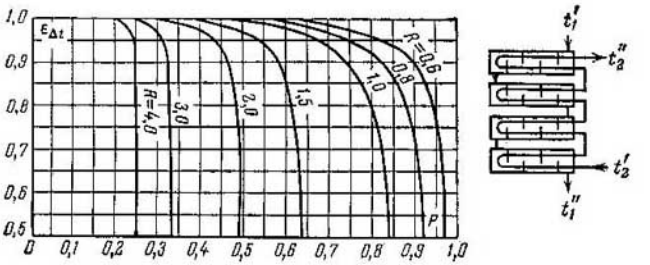

Fig. A-11.

LITERATURA

1. **Altunin V. V., Gadetski O. G., Sajabetdinov M. A.** "Termoenergética", 1971, № 3, p. 81—83; 1972, № 8, p. 85—88; 1973, № 5, p. 85—88.
2. **Vukalovich M. P.** Tablas de las propiedades termodinámicas del agua y del vapor de agua. Ed. 7ª, M., Gosenergoisdat, 1963, p. 401.
3. **Zhukauskas A. A.** En el libro "Termotransferencia y simulación calorífica", M., AC de la URSS, 1959, p. 201-212.
4. **Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomiel A. S.** Termotransferencia. Ed. 2ª, M., "Energia", 1969, p. 439.
5. **Krasnoschiokov E. A., Protopopov V. S.** "Física térmica de altas temperaturas", t. 4, 1966, № 3, p. 389-398; t. 9, 1971, № 6, p. 1314.
6. **Krasnoschiokov E. A., Protopopov V. S., Silin V. A., Parjovnik I. A.** "Informes de la conferencia científico — técnica. Subsección termofísica", parte II, M., MEI, 1969, p. 24-31.
7. **Kutateladze S. S., Leontiev A. I.** Capa límite turbulenta de un gas compresible. Novosibirsk. Editorial de la sucursal siberiana de la AC de la URSS, 1962, p. 180.
8. **Kutateladze S. S.** Fundamentos de la teoría del intercambio de calor. M., Mashguiz, 1962, p. 456.
9. **Kutateladze S. S., Borishanski V. M., Novikov I. I., Fedinski O. S.** Agentes metaloliquidos para la transmisión del calor. M., Atomisdat, 1958, p. 205.
10. **Labuntsov D. A.** "Termoenergética", 1957, № 7, p. 75-80.
11. **Labuntsov D. A.** "Termoenergética", 1960, № 5 y № 7, p. 76-81 y 76-80.
12. **Loitsianski L. G.** Mecánica del líquido y del gas. M., Gostejisdat, 1957, p. 784.
13. **Mijeiev M. A., Mijeieva I. M.** Fundamentos de la termotransferencia. M., "Energia", 1973, p. 318.
14. **Mijeiev M. A., Baum V. A., Voskresenski K. D., Fedinski O. S.** En el libro "Construcción de reactores y teoría de reactores". M., AC de la URSS, 1955, p. 139-150.
15. **Petujov B. S.** Intercambio de calor y resistencia durante el flujo laminar de los fluidos por tubos. M., "Energía", 1967, p. 411.
16. **Petujov B. S., Guenin L. G., Kovaliov S. A.** Intercambio de calor en las instalaciones nucleares energéticas. M., Atomisdat, 1974, p. 407.
17. **Petujov B. S., Dietlaf A. A., Kirilov V. V.** ZhTF., t. XXIV, ed. 10, 1954, p. 1761-1772.
18. **Petujov B. S., Kirilov V. V.** "Termoenergética", 1958, № 4, p. 63-68.
19. **Petujov B. S., Krasnoschiokov E. A.** ZhTF, t. XXVIII, ed. 6, 1958, p. 1207-1214.
20. **Petujov B. S., Muchnik G. F.** ZhTF, t. XXVII, ed. 5, 1957, p. 1095-1099.
21. **Petujov B. S., Protopopov V. S., Silin V. A.** "Termofísica de altas temperaturas", t. 10, № 2, 1972, p. 347-353.
22. **Petujov B. S., Roizen L. I.** "Boletín de la AC de la URSS. Energética y transporte", 1967, № 1, p. 103-112.
23. **Rivkin S. L.** Propiedades termofísicas del agua en la región crítica. M., Editorial de standarts, 1970, p. 636.
24. Manual termotécnico. T. 1. M., Gosenergoisdat, 1957, p. 262-319.
25. Propiedades termofísicas de las sustancias (manual). M., Gosenergoisdat, 1956, p. 367.
26. **Fuks S. N.** "Termoenergética", 1957, № 1, p. 35-38.
27. **Shlijting G.** Teoría de la capa límite. M., "Naúka", 1969, p. 742.
28. **Shorin S. N.** Termotransferencia. M., "Escuela superior", 1964, p. 489.
29. **Yakob M.** Cuestiones de la termotransferencia. M., Editorial de la literatura extranjera, 1960, p. 516.

A nuestros lectores:

"Mir" edita libros soviéticos traducidos al español, inglés, francés, árabe y otros idiomas extranjeros. Entre ellos figuran las mejores obras de las distintas ramas de la ciencia y la técnica: manuales para los centros de enseñanza superior y escuelas tecnológicas; literatura sobre ciencias naturales y médicas. También se incluyen monografías, libros de divulgación científica y ciencia-ficción.

Dirijan sus opiniones a la Editorial "Mir", 1 Rizhski per., 2, 129820, Moscú, I—110, GSP, URSS.